

Trabajo Fin de Grado

Grado en Ingeniería en Tecnologías Industriales

Cálculo y diseño estructural de un sistema de suspensión de un Fórmula SAE

Autor: Javier Sáez Gómez

Tutores: Luis Arístides Távara Mendoza y Federico París Carballo

Dep. de Mecánica de Medios Continuos y T^a de Estructuras
Grupo de Elasticidad y Resistencia de Materiales
Escuela Técnica Superior de Ingeniería
Universidad de Sevilla

Sevilla, 2017



Proyecto Fin de Grado
Grado en Ingeniería en Tecnologías Industriales
Mecánica-Máquinas

**Cálculo y diseño
estructural
de un sistema de suspensión
de un Fórmula SAE**

Autor:
Javier Sáez Gómez

Tutores:
Federico París Carballo
Luis Arístides Távara Mendoza

Dep. de Mecánica de Medios Continuos y T^a de Estructuras
Grupo de Elasticidad y Resistencia de Materiales
Escuela Técnica Superior de Ingeniería
Universidad de Sevilla

Sevilla, 2017

Proyecto Fin de Grado: Cálculo y diseño estructural de un sistema de suspensión de un Fórmula SAE

Autor: Javier Sáez Gómez

Tutores: Luis Arístides Távara Mendoza y Federico París Carballo

El tribunal nombrado para juzgar el trabajo arriba indicado, compuesto por los siguientes profesores:

Presidente:

Vocal/es:

Secretario:

acuerdan otorgarle la calificación de:

Agradecimientos

Me gustaría expresar mi agradecimiento a todas aquellas personas que, gracias a su colaboración y dedicación, me han prestado su apoyo tanto para la elaboración de este proyecto, como en los años de estudiante en la Escuela Técnica Superior de Ingeniería de Sevilla que me han permitido alcanzar esta última meta como futuro Ingeniero Industrial.

A los tutores de este proyecto, Luis Távara y Federico París, por confiar en mí para la ejecución del proyecto y cuyos consejos, enseñanzas, tiempo y dedicación han sido vitales para la correcta elaboración de este proyecto.

Al Grupo de Elasticidad y Resistencia de Materiales por los conocimientos que he adquirido a través de las distintas asignaturas impartidas por el departamento y durante la elaboración del proyecto. Con especial mención a Alejandro Estefani por sus conocimientos y asesoramiento.

Al equipo ARUS Andalucía Racing por confiar en mí permitiéndome estar en su plantilla durante dos temporadas donde he adquirido los conocimientos y la experiencia necesaria, sin los cuales no hubiera sido posible la ejecución de este proyecto. La materialización de los resultados de este proyecto es en gran medida gracias a ellos.

A la Escuela Técnica Superior de Ingeniería de la Universidad de Sevilla por las enseñanzas que he recibido como estudiante durante el Grado que me han permitido abordar el proyecto.

A mi familia, amigos y seres queridos por la constante confianza que han depositado en mí para alcanzar mis metas a lo largo de mi vida académica.

*Javier Sáez Gómez
Sevilla, 2017*

Resumen

El presente documento recoge el diseño estructural de los sistemas de suspensión de un monoplaza de competición FSAE (ART-15 y ART-16), así como el análisis local de un elemento tubular de la estructura fabricado en material compuesto carbono-epoxy.

El cálculo estructural de los sistemas de suspensión comienza desarrollando un modelo de cálculo matricial en Matlab que permitirá diseñar los componentes estructurales de la suspensión del ART-15. Posteriormente se llevará a cabo un modelo de Elementos Finitos no lineal de mayor complejidad que permitirá calcular la estructura de los sistemas de suspensión del ART-16. Los esfuerzos internos de mayor magnitud, así como el componente estructural más crítico, se utilizarán para analizar localmente un tubo de material compuesto bajo diferentes estados de cargas representados por dichos esfuerzos internos.

El análisis local del tubo de material compuesto tiene como objetivo comparar los resultados de dos posibles modelos numéricos que pueden plantearse según el proceso de fabricación con el que se obtienen estas estructuras tubulares, *fillament-winding*. Uno de los modelos permite simular el patrón de tejido que se genera durante el proceso de fabricación (Modelo de Celdas), mientras que el otro modelo únicamente representa las capas de tejido mediante capas homogéneas unidireccionales (Modelo de Capas). El objetivo es extraer conclusiones sobre cuál de los dos modelos permite simular con mayor precisión el comportamiento en servicio de un tubo de estas características como componente de un sistema de suspensión de un monoplaza de Formula Student. También se desarrollará un modelo analítico, utilizando la teoría clásica de laminados, para obtener resultados fiables a la hora de comparar los resultados de los modelos numéricos.

Abstract

The present document shows the structural design of the suspension systems of a race car of Formula Student competition (ART-15 and ART-16), as well as the local analysis of a tubular element of the structure made of carbon-epoxy composite material.

The structural calculation of suspension systems begins by developing a matrix calculation model in Matlab that will allow the design of the structural components of the ART-15 suspension. Next, a non-linear finite element model with more complexity will be carried out to calculate the structure of the suspension systems of the ART-16. The biggest internal forces, as well as the most critical structural component, will be used to locally analyze a composite tube under different load cases represented by these biggest internal forces.

The aim of local analysis of the composite shaft is to compare the results of two possible numerical models that can be considered according to the manufacturing process for these tubular structures, filament-winding. One of the models allows to simulate the layer-pattern that is generated during the manufacturing process (Cell Model), whereas the other model only represents unidirectional homogeneous layers (Layer Model). The objective is to draw conclusions about which of the two models allows to simulate more accurately the mechanical behavior of a tube as component of a suspension system of a Formula Student race car. An analytical model is also developed, using the classical laminate theory, to obtain reliable results when comparing the results of numerical models.

Índice general

Índice general	VIII
Índice de figuras	XI
Índice de tablas	XV
1 Introducción	1
1.1 ARUS: Andalucía Racing Universidad de Sevilla	1
1.2 Problema de estudio y objetivo del trabajo	2
1.3 Guía del documento	3
1.4 Fundamentos teóricos	4
1.4.1 La suspensión en vehículos de competición	5
1.4.1.1 Funciones principales	5
1.4.1.2 Configuraciones	5
1.4.1.3 Cargas en la suspensión	8
1.4.2 Proceso de fabricación <i>fillament winding</i>	14
1.4.2.1 Descripción del proceso	14
1.4.2.2 Descripción de la estructura de tejido carbono-epoxy generada	17
1.4.2.3 Modelos de cálculo de un tubo fabricado mediante fillament-winding: modelo de celdas y modelo de capas	19
1.4.3 Grandes desplazamientos y pequeñas deformaciones [4]	21
2 Cálculo estructural de la suspensión	23
2.1 Modelo de cálculo matricial	23
2.2 Desarrollo del modelo FEM del sistema de suspensión del ART-17	28
2.3 Variación propiedades elásticas	32
2.4 Resumen de las cargas en los elementos de la suspensión de estudio.	36
3 Análisis local del tubo de material compuesto	40
3.1 Posibilidades de modelado de un tubo fabricado por <i>fillament-winding</i>	41
3.2 Condiciones de contorno del problema	42
3.3 Modelo de capas	45
3.3.1 Tracción pura	47
3.3.2 Compresión pura	47
3.3.3 Flexión	48
3.3.4 Multi-Carga	50
3.3.5 Pandeo	51
3.4 Modelo de celdas	53
3.4.1 Tracción pura	56
3.4.2 Compresión pura	57
3.4.3 Flexión	58
3.4.4 Multi-Carga	60

Índice general

3.4.5	Pandeo	62
3.5	Modelo analítico	62
3.6	Comparación de resultados	66
3.6.1	Resultados de tracción	67
3.6.2	Resultados de compresión	69
3.6.3	Resultados de flexión	72
3.6.4	Resultados de multi-carga	74
3.6.5	Resultados de pandeo	75
3.7	Conclusiones de los análisis	76
4	Conclusiones del proyecto	78
5	Propuestas de investigación	81
A	Modelo de cálculo matricial en Matlab	83
A.1	Función <i>MSA.m</i>	83
A.2	Libro de Excel <i>DATOS.xlsx</i>	84
A.3	Libro de Excel <i>RESULTADOS.xlsx</i>	88
A.4	Código Matlab <i>CalculaCurva.m</i>	90
B	Modelo FEM cálculo estructural del sistema de suspensión	92
B.1	Módulo <i>Part</i>	92
B.2	Módulo <i>Property</i>	94
B.3	Módulo <i>Assembly</i>	96
B.4	Módulo <i>Step</i>	97
B.5	Módulo <i>Interaction</i>	98
B.6	Módulo <i>Load</i>	102
B.7	Módulo <i>Mesh</i>	104
B.8	Módulo <i>Job</i>	105
B.9	Módulo <i>Visualization</i>	106
C	Modelos FEM tubo carbono-epoxy	107
C.1	Módulo <i>Part</i>	107
C.2	Módulo <i>Property</i>	108
C.2.1	Edición de geometría y apilado del modelo de celdas	109
C.2.2	Edición de geometría y secuencia de apilado del modelo de capas.	111
C.3	Módulo <i>Assembly</i>	112
C.4	Módulo <i>Step</i>	112
C.5	Módulo <i>Interaction</i>	113
C.6	Módulo <i>Load</i>	114
C.7	Módulo <i>Mesh</i>	116
C.8	Módulo <i>Job</i>	119
C.9	Módulo <i>Visualization</i>	119
D	Gráficas de evolución de σ_{11} y σ_{22} en los estados de flexión y multi-carga	121
D.1	Evolución de σ_{11} en flexión (Modelo de Celdas)	121
D.2	Evolución de σ_{22} en flexión (Modelo de Celdas)	122
D.3	Evolución de σ_{11} en flexión (Modelo de Capas)	123
D.4	Evolución de σ_{22} en flexión (Modelo de Capas)	124
D.5	Evolución de σ_{11} en multi-carga (Modelo de Celdas)	125
D.6	Evolución de σ_{22} en multi-carga (Modelo de Celdas)	127
D.7	Evolución de σ_{11} en multi-carga (Modelo de Capas)	128

Índice general

D.8	Evolución de σ_{22} en multi-carga (Modelo de Capas)	129
E	Gráficas de comparación de resultados modelos Celdas-Capas	131
E.1	Tensión normal σ_{11} en el caso de flexión	131
E.2	Tensión normal σ_{22} en el caso de flexión	132
E.3	Tensión normal σ_{11} en el caso de multi-carga	133
E.4	Tensión normal σ_{22} en el caso de multi-carga	134
	Bibliografía	136

Índice de figuras

1.4.1	Estructura de la suspensión delantera del ART-17.	7
1.4.2	Estructura de la suspensión trasera del ART-17.	7
1.4.3	Sistema de suspensión completo del ART-17.	8
1.4.4	Sistema de referencia global del monoplaza.	9
1.4.5	Efecto de la transferencia de peso lateral en un turismo convencional [2]. . .	10
1.4.6	Transferencias de peso y cargas verticales en las ruedas del monoplaza ART-17 calculadas por el departamento de Dinámica de ARUS Andalucía Racing . .	12
1.4.7	Esquema del proceso de fabricación de <i>fillament-winding</i> [7].	15
1.4.8	Proceso de eliminación de exceso de resina.	16
1.4.9	Modalidades de fabricación de <i>fillament-winding</i> . Bobinado polar (a). Bobi- nado circunferencial (b). Bobinado helicoidal (c) [7].	16
1.4.10	X-Winder modelo 2X-23 [3].	17
1.4.11	Tejido bidireccional resultante de un bobinado helicoidal [6].	18
1.4.12	Descomposición de una celdilla unidad en dos capas unidireccionales [6]. . .	18
1.4.13	Modelado del patrón de tejido romboidal en Abaqus.	19
1.4.14	Modelo de capas equivalentes de un tubo fabricado mediante <i>fillament-winding</i> [6].	20
2.1.1	Comparación de los resultados del cálculo matricial (imagen inferior) con un modelo de elementos finitos de la estructura del ART-16 (imagen superior). .	25
2.1.2	Esquema de la conectividad entre los elementos realizado por la función <i>Di- bujaEstructura.m</i>	25
2.1.3	Unión doble entre los tubos del brazo superior de la suspensión delantera del ART-17.	27
2.2.1	Comparación de <i>rocker</i> delantero modelado en Catia (izquierda) y del <i>rocker</i> delantero modelado en Abaqus (derecha).	29
2.2.2	Comparación de la <i>mangueta</i> delantera modelada en Catia (izquierda) y de la <i>mangueta</i> delantera implementada en Abaqus (derecha).	29
2.3.1	Esfuerzos internos del laminado [9].	35
2.4.1	Efecto de los esfuerzos de flexión en el triángulo superior de la estructura de la suspensión delantera.	38
3.2.1	Sistema de referencia del tubo aislado.	42
3.2.2	Insertos de aluminio sobre los extremos del tubo de material compuesto. . .	44
3.2.3	Conector MPC tipo <i>beam</i> para modelar la unión inserto-tubo.	45
3.3.1	Esquema de la secuencia de apilado del modelo de capas y sistema de refe- rencia local del material.	46
3.3.2	Evolución de σ_{11} (imagen superior, S11) y σ_{22} (imagen inferior, S22) en las dos mitades diametrales del tubo en la primera capa del laminado para el caso de flexión en el modelo de capas (σ_{11} : tensión normal en la dirección de las fibras, σ_{22} : tensión normal en la dirección perpendicular a las fibras). . .	49

Índice de figuras

3.3.3	Evolución de σ_{11} a lo largo de la longitud del tubo en las capas 1 (izquierda) y 10 (derecha) del laminado para el caso de flexión en el modelo de capas (σ_{11} : tensión normal en la dirección de las fibras, σ_{22} : tensión normal en la dirección perpendicular a las fibras).	49
3.3.4	Evolución de σ_{22} a lo largo de la longitud del tubo en las capas 1 (izquierda) y 10 (derecha) del laminado para el caso de flexión en el modelo de capas (σ_{11} : tensión normal en la dirección de las fibras, σ_{22} : tensión normal en la dirección perpendicular a las fibras).	50
3.3.5	Evolución de σ_{11} (imagen superior, S11) y σ_{22} (imagen inferior, S22) en las dos mitades diametrales del tubo en la primera capa del laminado para el caso de multi-carga en el modelo de capas (σ_{11} : tensión normal en la dirección de las fibras, σ_{22} : tensión normal en la dirección perpendicular a las fibras). . .	50
3.3.6	Evolución de σ_{11} a lo largo de la longitud del tubo en las capas 1 (izquierda) y 10 (derecha) del laminado para el caso de multi-carga en el modelo de capas (σ_{11} : tensión normal en la dirección de las fibras, σ_{22} : tensión normal en la dirección perpendicular a las fibras).	51
3.3.7	Evolución de σ_{22} a lo largo de la longitud del tubo en las capas 1 (izquierda) y 10 (derecha) del laminado para el caso de multi-carga en el modelo de capas (σ_{11} : tensión normal en la dirección de las fibras, σ_{22} : tensión normal en la dirección perpendicular a las fibras).	51
3.4.1	Esquema de las dimensiones de la celdilla.	53
3.4.2	Evolución de σ_{11} en una celda unidad para el caso de tracción pura en la primera capa del laminado (σ_{11} : tensión normal en la dirección de las fibras). . .	55
3.4.3	Evolución de σ_{11} (imagen superior, S11) y σ_{22} (imagen inferior, S22) en las dos mitades diametrales del tubo en la primera capa del laminado para el caso de flexión en el modelo de celdas (σ_{11} : tensión normal en la dirección de las fibras, σ_{22} : tensión normal en la dirección perpendicular a las fibras). . .	59
3.4.4	Gradiente de tensión de la tensión normal σ_{11} en el caso de flexión en la primera capa del laminado (σ_{11} : tensión normal en la dirección de las fibras). . .	59
3.4.5	Evolución de σ_{11} a lo largo de la longitud del tubo en las capas 1 (izquierda) y 12 (derecha) del laminado para el caso de flexión en el modelo de celdas (σ_{11} : tensión normal en la dirección de las fibras, σ_{22} : tensión normal en la dirección perpendicular a las fibras).	60
3.4.6	Evolución de σ_{22} a lo largo de la longitud del tubo en las capas 1 (izquierda) y 12 (derecha) del laminado para el caso de flexión en el modelo de celdas (σ_{11} : tensión normal en la dirección de las fibras, σ_{22} : tensión normal en la dirección perpendicular a las fibras).	60
3.4.7	Evolución de σ_{11} (imagen superior, S11) y σ_{22} (imagen inferior, S22) en las dos mitades diametrales del tubo en la primera capa del laminado para el caso de multi-carga en el modelo de celdas (σ_{11} : tensión normal en la dirección de las fibras, σ_{22} : tensión normal en la dirección perpendicular a las fibras). . .	61
3.4.8	Evolución de σ_{11} a lo largo de la longitud del tubo en las capas 1 (izquierda) y 12 (derecha) del laminado para el caso de multi-carga en el modelo de celdas (σ_{11} : tensión normal en la dirección de las fibras, σ_{22} : tensión normal en la dirección perpendicular a las fibras).	61
3.4.9	Evolución de σ_{22} a lo largo de la longitud del tubo en las capas 1 (izquierda) y 12 (derecha) del laminado para el caso de multi-carga en el modelo de celdas (σ_{11} : tensión normal en la dirección de las fibras, σ_{22} : tensión normal en la dirección perpendicular a las fibras).	62

Índice de figuras

3.6.1	Comparativa de la distribución de la tensión normal σ_{11} en el laminado para el caso de carga de tracción pura.	69
3.6.2	Comparativa de la distribución de la tensión normal σ_{11} en el laminado para el caso de carga de compresión pura.	71
3.6.3	Comparación de la evolución lineal de σ_{11} en la capas 1, 5, 7 y 11 del laminado para el caso de carga de flexión.	73
3.6.4	Comparación de la evolución lineal de σ_{22} en la capas 1, 4, 8 y 10 del laminado para el caso de carga de flexión.	73
3.6.5	Comparación de la evolución lineal de σ_{11} en la capas 1, 5, 7 y 11 del laminado para el caso de multi-carga.	74
3.6.6	Comparación de la evolución lineal de σ_{22} en la capas 1, 4, 8 y 10 del laminado para el caso de multi-carga.	75
4.0.1	Defecto de fabricación durante el proceso de bobinado.	80
A.2.1	Hoja <i>nodos</i> del libro <i>DATOS.xlsx</i>	85
A.2.2	Hoja <i>elementos</i> del libro <i>DATOS.xlsx</i>	86
A.2.3	Hoja <i>F.Acel</i> del libro <i>DATOS.xlsx</i>	87
A.3.1	Hoja de resultados de curva del libro <i>RESULTADOS.xlsx</i>	89
B.1.1	Definición del punto de referencia (<i>Reference Point, RP</i>).	93
B.1.2	Definición de línea geométrica utilizando la herramienta <i>Create Wire: Point To Point</i>	93
B.2.1	Definición del material en el módulo <i>Property</i>	94
B.2.2	Definición del tipo de sección.	95
B.2.3	Asignación a cada línea geométrica.	95
B.2.4	Definición de la orientación local de la sección de la barra <i>FAA_BR</i>	96
B.3.1	Geometría de la estructura de la suspensión delantera en el módulo <i>Assembly</i>	97
B.4.1	Definición del estado de carga en frenada para la suspensión delantera.	98
B.5.1	<i>MPC Link</i> (izquierda) y <i>MPC Pin</i> (derecha) [5].	100
B.5.2	Conectores en la suspensión delantera.	100
B.5.4	Ecuación de compatibilidad del desplazamiento en el eje z global entre el <i>pull</i> y el <i>rocker</i> delantero.	101
B.5.3	Definición del <i>MPC Link</i> del <i>pull</i> de la suspensión delantera.	101
B.5.5	Definición del elemento muelle para la suspensión delantera.	102
B.6.1	Condiciones de contorno sobre la suspensión delantera para el estado de frenada.	104
B.7.1	Selección del tipo de elemento para la estructura de la suspensión delantera.	105
B.8.1	Módulo <i>Job</i> del modelo de la estructura de la suspensión delantera.	106
B.9.1	Axiles para el estado de curva en la suspensión delantera.	106
C.1.1	Generación de la geometría del tubo tipo <i>shell</i> mediante un proceso de extrusión.	107
C.1.2	Definición de la sección del tubo.	108
C.2.1	Definición de las propiedades ortótropas equivalentes del compuesto carbono-epoxy.	109
C.2.2	Definición de corte de una superficie mediante un plano.	110
C.2.3	Geometría del patrón de tejido sobre el tubo en Abaqus.	110
C.2.4	Definición de la secuencia de apilado de la mitad de una celda unidad.	111
C.2.5	Geometría del tubo del modelo de capas.	112
C.4.1	Pasos de carga definidos para el modelo de celdas.	113

Índice de figuras

C.5.1	Definición de MPC tipo <i>beam</i> en el modelo de celdas para aplicación de las cargas sobre el tubo.	114
C.6.1	Definición carga de tracción para el modelo de capas.	115
C.6.2	Definición de las condiciones de contorno de empotramiento en el modelo de capas.	116
C.7.1	Semilla de mallado del modelo de celdas.	117
C.7.2	Geometría del modelo de capas adecuada para una técnica de mallado estructurada.	118
C.7.3	Selección de elementos tetraédricos para el mallado del modelo de celdas. . .	118
C.8.1	Archivos <i>job</i> de los modelos de celdas y capas para cada caso de carga. . . .	119
C.9.1	Tensión normal σ_{11} del modelo de celdas en el módulo <i>Visualization</i>	120

Índice de tablas

1.1	Cargas que actúan sobre el neumático de la suspensión delantera del ART-17.	13
1.2	Cargas que actúan sobre el neumático de la suspensión trasera del ART-17. .	13
1.3	Secuencia de apilado, orientaciones y espesor de las capas constituyentes del laminado	20
1.4	Propiedades ortótropas equivalentes del compuesto carbono-epoxy.	21
2.1	Características de las secciones tubulares de la suspensión del ART-16.	28
2.2	Comparativa del esfuerzo axil resultante del estado de curva para la suspensión delantera.	30
2.3	Comparativa del esfuerzo axil resultante del estado de curva para la suspensión trasera.	31
2.4	Comparativa del esfuerzo axil resultante del estado de aceleración para la suspensión trasera.	31
2.5	Comparativa del esfuerzo axil resultante del estado de frenada para la suspensión delantera.	31
2.6	Características de las secciones tubulares de la suspensión del ART-17.	32
2.7	Resumen de los esfuerzos en el estado de curva de la suspensión delantera. .	37
2.8	Resumen de los esfuerzos en el estado de curva de la suspensión trasera. . .	37
2.9	Resumen de los esfuerzos en el estado de frenada de la suspensión delantera. .	37
2.10	Resumen de los esfuerzos en el estado de aceleración de la suspensión trasera.	37
2.11	Longitudes de los tubos que configuran la estructura de la suspensión delantera.	38
2.12	Cargas del problema local de modelado de un tubo de material compuesto carbono-epoxy.	39
3.1	Secuencia de apilado, espesor y orientaciones del modelo de capas.	45
3.2	Campo de tensiones del modelo de capas para el estado de tracción pura (σ_{11} : tensión normal en la dirección de las fibras, σ_{22} : tensión normal en la dirección perpendicular a las fibras).	47
3.3	Campo de tensiones del modelo de capas para el estado de compresión pura (σ_{11} : tensión normal en la dirección de las fibras, σ_{22} : tensión normal en la dirección perpendicular a las fibras).	48
3.4	Resultados del cálculo a pandeo local en el modelo de capas equivalentes. . .	52
3.5	Secuencia de apilado 1 del modelo de celdas.	54
3.6	Secuencia de apilado 2 del modelo de celdas.	54
3.7	Valores mínimos, máximos y medios de σ_{11} y σ_{22} en tracción pura en la dirección helicoidal (σ_{11} : tensión normal en la dirección de las fibras, σ_{22} : tensión normal en la dirección perpendicular a las fibras).	56
3.8	Valores mínimos, máximos y medios de σ_{11} y σ_{22} en tracción pura en la dirección circunferencial (σ_{11} : tensión normal en la dirección de las fibras, σ_{22} : tensión normal en la dirección perpendicular a las fibras).	57

3.9	Valores mínimos, máximos y medios de σ_{11} y σ_{22} en compresión pura en la dirección helicoidal (σ_{11} : tensión normal en la dirección de las fibras, σ_{22} : tensión normal en la dirección perpendicular a las fibras).	57
3.10	Valores mínimos, máximos y medios de σ_{11} y σ_{22} en compresión pura en la dirección circunferencial (σ_{11} : tensión normal en la dirección de las fibras, σ_{22} : tensión normal en la dirección perpendicular a las fibras).	58
3.11	Resultados del cálculo a pandeo local en el modelo de celdas.	62
3.12	Valores medios de σ_{11} , σ_{12} y σ_{22} para los estados de tracción y compresión del modelo de capas (σ_{11} : tensión normal en la dirección de las fibras, σ_{12} : tensión tangencial al plano de normal la dirección de las fibras y dirección perpendicular a las fibras, σ_{22} : tensión normal en la dirección perpendicular a las fibras). . .	65
3.13	Valores de σ_{xx} , σ_{xy} y σ_{yy} para el cálculo analítico expresados en el sistema de referencia global del tubo (ver figura 3.2.1).	65
3.14	Valores de σ_{11} , σ_{12} y σ_{22} calculados analíticamente (σ_{11} : tensión normal en la dirección de las fibras, σ_{12} : tensión tangencial al plano de normal la dirección de las fibras y dirección perpendicular a las fibras, σ_{22} : tensión normal en la dirección perpendicular a las fibras).	66
3.15	Comparación de resultados σ_{11} del estado de carga de tracción pura (σ_{11} : tensión normal en la dirección de las fibras).	68
3.16	Comparación de resultados de σ_{22} del estado de carga de tracción pura (σ_{22} : tensión normal en la dirección perpendicular a las fibras).	68
3.17	Comparación de resultados de σ_{11} del estado de carga de compresión pura (σ_{11} : tensión normal en la dirección de las fibras).	70
3.18	Comparación de resultados de σ_{22} del estado de carga de compresión pura (σ_{22} : tensión normal en la dirección perpendicular a las fibras).	70
3.19	Comparación de los resultados de pandeo de los modelos de celdas y capas. .	76
B.1	Tipos de conectores disponibles en Abaqus [5].	99

1. Introducción

El objetivo de este capítulo es presentar al lector el origen del proyecto y objetivos que se pretenden alcanzar con las investigaciones y simulaciones que se han llevado a cabo, las cuales aparecen recogidas en este documento. En segundo lugar en este capítulo pueden encontrarse algunos de los conceptos básicos del automovilismo necesarios que han sido utilizados para la realización de alguna de las simulaciones. Por estos motivos se cree necesario la recopilación de esta información en un primer capítulo de introducción antes de profundizar en el contenido del proyecto.

1.1. ARUS: Andalucía Racing Universidad de Sevilla

El equipo de competición Andalucía Racing Universidad de Sevilla (ARUS) es una entidad sin ánimo de lucro perteneciente a la Universidad de Sevilla y a la Escuela Técnica Superior de Ingeniería de Sevilla que tiene como objetivo diseñar, fabricar y construir un monoplace de competición para participar en las competiciones de Formula Student o Formula SAE, la competición automovilística universitaria más importante del mundo.

El equipo ARUS nació de la idea de un grupo reducido de estudiantes de la Escuela Técnica Superior de Ingeniería de diseñar un monoplace para competir en la competición española de Formula Student: Formula Student Spain. Actualmente el equipo cuenta con más de 70 estudiantes entre sus filas y con el diseño, fabricación y construcción de 4 monoplazas a sus espaldas (ART-14, ART-15, ART-16 y ART-17). Ha participado en 3 ediciones de Formula Student Spain, 3 ediciones de Formula Student Germany y 1 edición de Formula Student Austria.

Las competiciones de Formula Student se celebran alrededor del mundo en países como Brasil, Australia, Alemania, EEUU o Japón, y en los circuitos más emblemáticos de los países que hospedan la competición tales como el circuito de Hockenheimring en Alemania, Montmeló en España o Red Bull Ring en Austria. La Formula Student, bajo la normativa impuesta por la Sociedad de Ingenieros del Automóvil (SAE - Society of Automotive Engineers), reta a los estudiantes de ingeniería de las universidades del mundo a diseñar, fabricar y ensamblar un monoplace de competición, distinguiendo entre dos categorías: propulsión eléctrica o combustión. Actualmente hay inscritas más de 600 universidades de todo el mundo en la competición. Durante las competiciones se evalúan aspectos estáticos y dinámicos del monoplace. Las disciplinas estáticas evalúan el diseño, un hipotético plan de negocio y un profundo análisis de costes del monoplace, donde cada una de las pruebas son valoradas por expertos y veteranos en el sector de la automoción. Por otro lado, las disciplinas dinámicas, evalúan el rendimiento del coche sobre la pista realizando pruebas de aceleración, frenada, agilidad, duración en pista y consumo. Para acceder a las pruebas dinámicas es necesario pasar unos requisitos técnicos de seguridad impuestos por la competición.

Ser miembro del equipo ARUS permite desarrollar disciplinas transversales necesarias para cualquier ingeniero, tales como trabajo en equipo, resolución de problemas reales a corto y largo plazo, asumir riesgos y responsabilidades, pero sobre todo se aprende a tener iniciativa,

1. Introducción

autodeterminación, creatividad, visión crítica y superación personal. La competición obliga a renovar el diseño del monoplaza anualmente, de modo que año tras año es necesario plantearse nuevos retos y mejorar los diseños para conseguir alcanzar mejores resultados.

El presente documento recoge el desarrollo de los sistemas de la suspensión de los monoplazas ART-16 y ART-17, junto con el análisis local de un componente de la estructura fabricado en material compuesto. Es por ello que se considera necesario dejar constancia de la influencia del equipo ARUS en este proyecto así como las consecuencias de los resultados alcanzados con los análisis que aquí se recogen en relación a los futuros diseños de la escudería.

1.2. Problema de estudio y objetivo del trabajo

El objetivo con el que se comenzó este proyecto consistía en realizar un cálculo estructural preciso del sistema de suspensión de un Formula SAE tras el lamentable incidente que tuvo como resultado el colapso de la estructura delantera del monoplaza ART-15 en una maniobra sencilla de frenada. En este momento la estructura estaba formada por elementos tubulares de material compuesto fabricados mediante *fillament-winding*, un proceso de fabricación muy utilizado en la industria para obtención de perfiles de pared delgada de material compuesto. De modo que el objetivo con el que nació este proyecto era obtener un buen modelo estructural mediante el cual pudieran conocerse la distribución de los esfuerzos internos de la estructura para determinar las causas de aquel incidente.

En los monoplazas que han seguido al ART-15 (ART-16 y ART-17) se decidió que las estructuras de los sistemas de suspensión estuvieran diseñadas y fabricadas en acero en lugar de emplear material compuestos. El motivo era sencillo, el acero es un material cuyo comportamiento elástico es bien conocido y permite un proceso de cálculo estructural mucho más sencillo, además de un proceso de fabricación y ensamblado de la estructura de menor coste y más versátil utilizando únicamente operaciones sencillas de corte y soldadura. Por otro lado el acero, a pesar de aumentar el peso de la estructura, permite aumentar también la fiabilidad de la misma y disminuir la posibilidad de daño catastrófico de los componentes de la estructura. Si por un elemento de la estructura fallase en servicio, lo más probable que pueda ocurrir es que se produzcan plastificaciones locales de los componentes sin necesidad de que se produzca un colapso catastrófico de la estructura, como ocurrió en aquella ocasión.

Ante la decisión de emplear un material isótropo para el diseño de los sistemas de suspensión, el primero objetivo de este trabajo es desarrollar un modelo de cálculo estructural que permita determinar esfuerzos internos y con ello las tensiones y deformaciones de los distintos componentes de la estructura, para dimensionar así cada uno de los componentes con objeto de reducir al máximo posible el peso de los mismos. En el diseño estructural de un sistema de suspensión no solo hay que tener en cuenta el criterio de reducción máxima de peso, sino también buscar un equilibrio con la flexibilidad de los componentes, de forma que no se produzcan grandes deflexiones de los mismos durante el servicio de la estructura que puedan afectar a la estabilidad del monoplaza en pista.

Siguiendo con el objetivo del proyecto, el siguiente paso consiste en analizar el comportamiento en servicio de la estructura fabricada en material compuesto una vez que ya se tiene conocimiento del comportamiento mecánico de la misma fabricada en acero. Los tubos de material compuesto que se utilizaron para ensamblar las estructuras de los sistemas de suspensión del ART-15 fueron fabricados mediante un proceso de obtención de estructuras tubulares de material compuesto llamado *fillament-winding* por un empresa sevillana patrocinadora del equipo y cuyos fundadores fueron miembros del equipo (Racormance Composites Bikes). Este proceso de fabricación es muy común en la industria de material compuestos y suele utilizarse

1. Introducción

principalmente para la fabricación de depósitos de alta-media presión (12-50 bar), aunque también tiene otras aplicaciones como la fabricación de mástiles de barcos o cuadros de bicicletas de competición, entre otras. Esta última la aplicación es a la que estaba dedicada la empresa suministradora.

Este proceso de fabricación consiste básicamente en enrollar una banda de fibras impregnadas en resina alrededor de un molde que rota en un mandril. Como resultado se obtienen unas estructuras tubulares con un patrón de tejido originado durante el proceso de fabricación. Existen varias investigaciones sobre la influencia de dicho patrón de tejido sobre el comportamiento en servicio del tubo. La mayoría de las investigaciones han sido orientadas hacia la aplicación de estas estructuras como depósitos, donde ha quedado demostrada la influencia del patrón de tejido en el comportamiento mecánico del tubo. Sin embargo, no se ha encontrado ningún estudio que analice la influencia de dicho patrón de tejido sobre el comportamiento del tubo que sea utilizado en una aplicación estructural como la que abarca este proyecto. Por otro lado, también existe la posibilidad de despreciar el tejido formado durante el proceso de fabricación para realizar un análisis numérico del comportamiento mecánico del tubo. Ambas modalidades de modelado serán descritas en profundidad en esta memoria.

Teniendo en cuenta ambas posibilidades de modelado y dado que no hay ningún estudio sobre la influencia del patrón de tejido en tubos con una aplicación similar a la de este proyecto, se ha marcado como segundo objetivo del proyecto estudiar el comportamiento elástico del laminado de los tubos utilizados en aquella ocasión antes de modelar la estructura completa realizando un análisis local del tubo de la estructura más crítico. Utilizando los esfuerzos internos calculados en el modelo de cálculo estructural se determinará que tubo se encuentra con los valores de esfuerzos internos de mayor magnitud y posteriormente se elaborarán modelos locales del tubo aislado para determinar si existe influencia del patrón de tejido sobre el comportamiento mecánico de un tubo que sea utilizado con esta aplicación.

En definitiva, los objetivos del proyectos pueden resumirse en dos:

- Elaborar un modelo fiable que permita el cálculo estructural de los sistemas de suspensión de un monoplaza de Formula SAE.
- Analizar localmente el tubo más crítico de la estructura fabricado en material compuesto mediante un modelo que simule el patrón de tejido para observar su influencia sobre el comportamiento mecánico del mismo.

No es objeto del proyecto investigar sobre las posibles causas del colapso de la estructura del ART-15, aunque si se establecerán algunas conclusiones en base a los resultados del modelo local sobre qué pudo provocar la fractura de los componentes de la estructura en aquella ocasión. Tampoco es objetivo del proyecto diseñar los tubos de material compuesto variando el número de capas, espesores y la orientación de las fibras. En los modelos locales se utilizarán las secuencias de apilado que se utilizaron en los tubos de la estructura del ART-15.

1.3. Guía del documento

El documento presenta una clara distinción de capítulos y subapartados acorde con los objetivos del proyecto establecidos.

El presente Capítulo 1 consiste en una introducción a los conceptos e ideas que van a desarrollarse a lo largo de esta memoria. En este capítulo se recoge información sobre el equipo ARUS (Andalucía Racing Universidad de Sevilla), describiendo las actividades y objetivos que llevan a cabo y sobre todo, destacando el trabajo y el esfuerzo que llevan a cabo los integrantes del

1. Introducción

equipo para alcanzar los objetivos establecidos. Seguidamente en este capítulo se encuentran los objetivos que pretenden alcanzarse en este proyecto los cuales permitirán la división del documento en dos capítulos principales (Capítulo 2 y Capítulo 3). Finalmente en este capítulo se encuentra una sección de fundamentos teóricos que se precisa para la comprensión de los modelos y los resultados de los capítulos posteriores. Esta sección recoge conceptos como: funciones principales de un sistema de suspensión, configuraciones posibles y cargas a las que está sometida la estructura de un sistema de suspensión.

El Capítulo 2 presenta los dos modelos de cálculo estructural utilizados así como el análisis de los resultados correspondientes. Se desarrolló un modelo de cálculo matricial para el diseño estructural de la suspensión del ART-16 (Apartado 2.2) y un segundo modelo más preciso de Elementos Finitos para el cálculo de la estructura de los sistemas de suspensión del ART-17 (Apartado 2.3). Los desarrollos completos de ambos modelos se recogen en los Apéndices A y B, respectivamente.

El Capítulo 3 recoge todo el desarrollo del análisis mecánico local del tubo de material compuesto más crítico de las estructuras de los sistemas de suspensión. Se expondrán los resultados de dos modelos numéricos distintos, uno que no simula el patrón de tejido generado durante la fabricación y trabaja con capas homogéneas unidireccionales (Apartado 3.3) y un segundo modelo que permite emular el patrón de tejido para estudiar su influencia en el comportamiento mecánico del tubo (Apartado 3.4). El desarrollo de ambos modelos se encuentra en el Apéndice C. También puede encontrarse el desarrollo de un modelo analítico que permita un tercer punto de vista para comparar los resultados de los modelos numéricos (Apartado 3.5). Finalmente en el resto de apartados del capítulo se procederá a comparar los resultados de los distintos modelos a los diferentes análisis así como establecer conclusiones basadas en dichos resultados sobre la influencia del patrón de tejido en el comportamiento mecánico del tubo.

El Capítulo 4 expone las conclusiones finales del proyecto y presenta un balance sobre el los objetivos que se marcaron al comienzo del proyecto y los objetivos que se han logrado cumplir. Este apartado ha sido añadido para recoger las conclusiones más destacadas de cada uno de los objetivos del proyecto con un punto de vista crítico.

Finalmente en este documento pueden encontrarse un total de cuatro anexos donde se desarrollan con mayor detenimiento los modelos que se han empleado para realizar los análisis de este proyecto (Anexos A, B y C) junto con una recopilación más extensa de los resultados de los análisis de flexión del tubo aislado de material compuesto (Anexo E).

Cerrando el documento se encuentra la bibliografía consultada para la ejecución de este proyecto.

1.4. Fundamentos teóricos

Esta sección de fundamentos teóricos permite un acercamiento a los conceptos básicos de los sistemas de suspensión del automovilismo de competición necesarios para comprender el funcionamiento en servicio de estos sistemas. Por otro lado, en este apartado se encuentra también una sección dedicada al proceso de fabricación con el que se confeccionan los tubos de material compuesto que formaron parte de la estructura de la suspensión del ART-15.

Finalmente en esta sección se recoge un apartado que presenta la hipótesis de grandes desplazamientos y pequeñas deformaciones necesaria para el modelo de cálculo numérico de la estructura de los sistemas de suspensión.

1.4.1. La suspensión en vehículos de competición

1.4.1.1. Funciones principales

Cualquier sistema de suspensión de un vehículo convencional tiene como función principal absorber las vibraciones del terreno por el que circula el automóvil (vibraciones de alta frecuencia), con objeto de minimizar las vibraciones que se transmiten a los ocupantes del vehículo. Sin embargo, el diseño de un sistema de suspensión no está regido sólo por este criterio y más aun cuando nos referimos a automóviles de competición, donde las aceleraciones laterales y longitudinales que soportan los monoplazas llegan a duplicar la gravedad.

En el automovilismo de competición el objetivo principal de la suspensión del vehículo es asegurar el contacto permanente entre el neumático y el asfalto, ya que el control y la estabilidad de la conducción dependen de ello. La fricción entre la cubierta del neumático y el asfalto actúa como la cimentación de un edificio: transmitiendo todas las cargas que soporta el automóvil a tierra. Por tanto, cuanto mayor sea la capacidad del neumático para transmitir las cargas a las que está sometido el vehículo durante la conducción al terreno, mejor será el comportamiento dinámico del vehículo y mayor control sobre la conducción tendrá el piloto.

Así pues, puede concluirse que las funciones principales de la suspensión de un vehículo son: asegurar el confort de la marcha para los ocupantes y la estabilidad de la conducción. Estas dos funciones principales pueden desglosarse en varias subfunciones más específicas como:

- Proporcionar un comportamiento vertical tal que las ruedas puedan superar los desniveles del terreno, aislando a la carrocería de las irregularidades de la carretera.
- Mantener la posición de los neumáticos y la geometría de la dirección en perfecto estado de funcionamiento respecto a la superficie de la carretera.
- Reaccionar ante las fuerzas de control que se transmiten desde las ruedas: fuerzas longitudinales (aceleración y frenado), fuerzas laterales (en el giro), y pares de la dirección y frenado.
- Resistir el balanceo de la carrocería.
- Mantener las ruedas en contacto con la calzada con variaciones mínimas de carga. [13]

Finalmente, para que la suspensión del vehículo pueda cumplir correctamente las funciones anteriores mientras el vehículo se desplaza por el trazado, son necesarios dos elementos esenciales cuyas funciones sean absorber la energía producida durante el trabajo de la suspensión, y posteriormente disiparla. El elemento encargado de absorber la energía es el *muelle*, cuya función es almacenar la energía generada por las transferencias de peso que provocan el movimiento de la suspensión en forma de energía potencial elástica. Dicha energía potencial es disipada por el *amortiguador* en forma de calor a través de un fluido viscoso que alberga en su interior. Estos elementos son inamovibles en cualquier configuración de una suspensión, de las cuales se hará una pequeña introducción en el siguiente apartado.

1.4.1.2. Configuraciones

El sistema de suspensión de un automóvil se trata de un mecanismo que presenta tres grados de libertad: posición determinada por el sistema de dirección, rotación sobre el eje de la rueda que permite el avance y el movimiento vertical del conjunto [13]. En la suspensión delantera el ángulo de dirección lo determina el piloto y puede variarlo a lo largo del recorrido, mientras que en la suspensión trasera se fija antes de comenzar la marcha según la geometría de la suspensión que se requiera para cada instante, es lo que se denomina convergencia

1. Introducción

del neumático. La convergencia del neumático es un ángulo que se le da normalmente a las ruedas motrices para contrarrestar el par generado por el sistema de tracción que provoca una divergencia en el tren de tracción. Existen sistemas de dirección activa que se instalan en la suspensión trasera permitiendo que esta pueda variar a lo largo del recorrido ayudando a la dirección delantera a la hora de negociar el trazado de curva, sin embargo esta sistema no está implementado en el monoplaza de estudio.

Dadas las múltiples posibilidades para gestionar el control de estos tres grados de libertad y para restringir los otros tres restantes que posee la suspensión como sólido tridimensional, existen dos configuraciones de sistemas de suspensión principales: *suspensión de eje rígido o dependiente y suspensiones independientes*. La principal diferencia entre ambas configuraciones es que en la configuración de eje rígido el movimiento vertical de cualquiera de las dos ruedas pertenecientes a un mismo eje del vehículo esta acoplado con el movimiento vertical de la rueda opuesta, salvo el movimiento de rotación de las ruedas que es independiente. Mientras que en la configuración de suspensión independiente, cada rueda se mueve sin afectar a la rueda opuesta[13].

Dentro de las configuraciones de suspensión independiente hay varias tipologías, siendo la *configuración de paralelogramo deformable con brazos transversalmente opuestos* la más usada en monoplazas de competición. Esta configuración se basa en dos brazos no paralelos con forma triangular de distinta longitud (A-arms) que generan el eje sobre el que pivota la rueda para adquirir el ángulo de giro necesario. Por otro lado hay una tercera barra que se encarga de controlar dicho ángulo de dirección (o convergencia si hablamos de la suspensión trasera) y finalmente una cuarta barra que se encarga de accionar el sistema muelle-amortiguador controlando así el movimiento vertical de la suspensión (barra *push/pull*). Entre las principales ventajas de esta configuración se encuentran:

- Versatilidad de diseño permitiendo un estudio preciso de cada componente.
- Regulación rápida y sencilla de los ángulos del neumático (caída, convergencia y avance).
- Permite cambios mínimos en las caídas y control exacto de la convergencia en curva.
- Menor cantidad de masa no suspendida permitiendo una alta relación en peso/resistencia. [12]

Un esquema de las configuraciones de los sistemas de suspensión empleados en el monoplaza de esta temporada (ART-17) puede visualizarse en las figuras 1.4.2 y 1.4.1. En estas imágenes aparecen además señalizados los componentes de cada uno de los sistemas ya que se hará referencia a ellos en más de una ocasión a lo largo del documento y es importante conocer su ubicación en la estructura.

1. Introducción

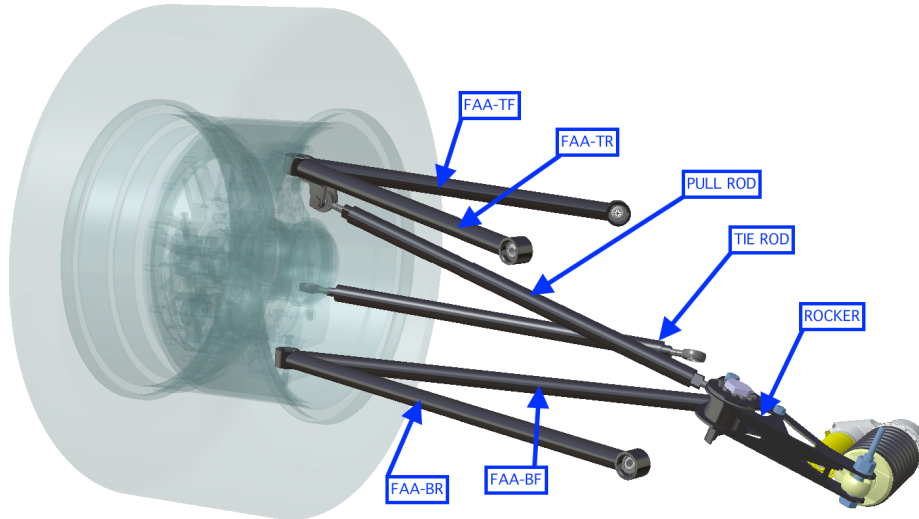


Figura 1.4.1.: Estructura de la suspensión delantera del ART-17.

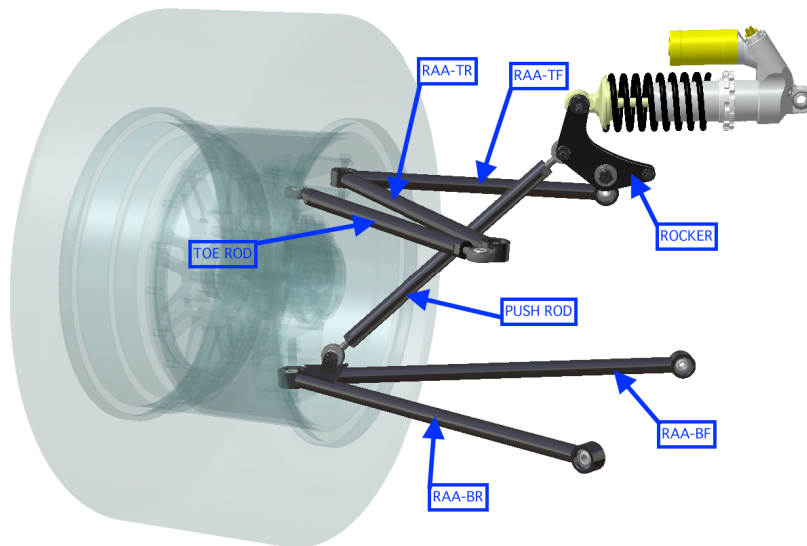


Figura 1.4.2.: Estructura de la suspensión trasera del ART-17.

El único subsistema que no se aprecia en estas imágenes es la *mangueta*. Este elemento va integrado en el interior de la rueda y sirve de punto de conexión entre la suspensión y el neumático, permitiendo el movimiento de rotación y translación vertical de la rueda. Se ha decidido no incluir dicho elemento en estas imágenes para clarificar la representación de los componentes de la estructura del sistema de suspensión, aunque puede encontrarse en la figura 2.2.2 del modelo de Elementos Finitos de la estructura en el Capítulo 2.

Uno de los principales puntos a tener en cuenta en el diseño de un sistema de suspensión es la cantidad de masa no suspendida que finalmente tendrá el sistema. En un modelo sencillo de dos grados de libertad de una suspensión de un vehículo pueden distinguirse dos tipos de masas: la masa suspendida (chasis) y la masa no suspendida o semisuspendida (barras de la suspensión, mangueta, llanta y neumático). Minimizar al máximo posible la masa no suspendida o semisuspendida del vehículo buscando un equilibrio con la resistencia de los

1. Introducción

componentes que integran la suspensión, es de suma importancia. Planteando el problema en términos de energía, cuanto menor sea la masa no suspendida o semisuspendida, menor será la energía que se invertirá en superar las fuerzas de inercias de estas masas y por consiguiente más inmediata y precisa será la respuesta de la suspensión ante las solicitaciones externas a las que esta sometido el monoplaza. Esto toma especial relevancia en la implementación del sistema de amortiguamiento de la suspensión, ya que este trabaja con la velocidad de desplazamiento del pistón que los acciona.

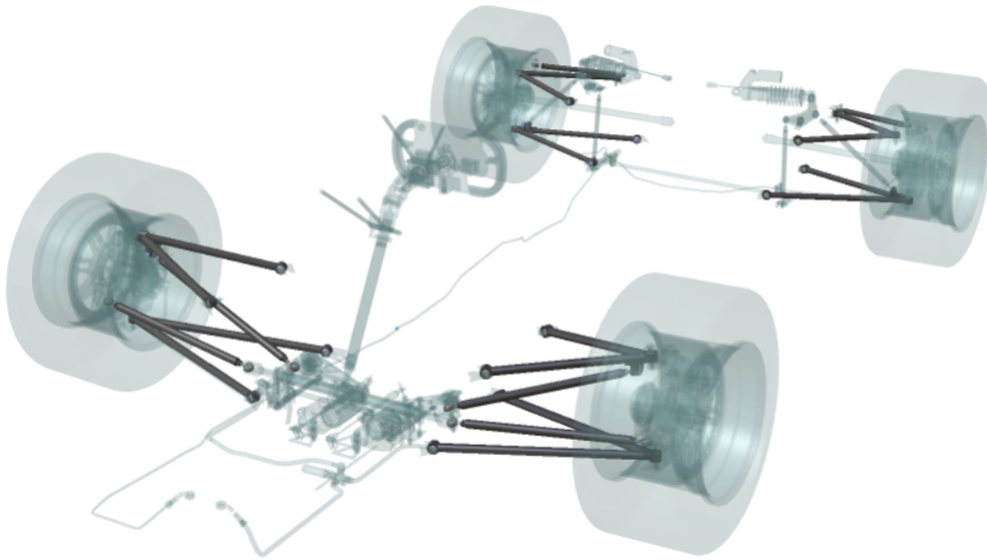


Figura 1.4.3.: Sistema de suspensión completo del ART-17.

1.4.1.3. Cargas en la suspensión

Para finalizar la introducción al proyecto, y dado que el objetivo de este proyecto es realizar un cálculo estructural de un sistema de suspensión, es necesario establecer cuales van a ser las cargas a las que esta sometida dicha estructura.

En primer lugar, tal y como se ha mencionado en puntos anteriores, el fenómeno que permite transmitir las cargas que soporta el automóvil durante la conducción es la adherencia entre la cubierta del neumático y el asfalto. La capacidad de un automóvil para frenar, acelerar y aferrarse al asfalto en el trazado en curva, reside en la fricción que los neumáticos ejercen con el asfalto. Por muy preciso que sea el diseño de un sistema de transmisión o por muy eficaz que diseñemos el sistema de frenado de nuestro vehículo, si no logramos transmitir las cargas al asfalto mediante una correcta adherencia todo el trabajo habrá sido en vano. El objetivo de la suspensión de un vehículo de competición, como se mencionó anteriormente, es controlar la carga vertical que actúa sobre el neumático para procurar que en todo instante la fricción entre el neumático y el asfalto sea máxima y sobre todo, sin que se produzcan cambios bruscos en el valor de la misma que puedan provocar que se desestabilice el trazado del coche en pista.

Al igual que sucede en cualquier problema de contacto, la fuerza de fricción que va a ejercer el neumático será proporcional a la carga vertical que actúe sobre el mismo. Sin embargo, a diferencia de los problemas de contactos newtonianos donde los cuerpos que participan se consideran indeformables, en este caso la interacción se produce entre el asfalto, que se puede

1. Introducción

considerar indeformable a efectos prácticos, y el neumático, un elemento elástico y que además está rodando sobre el pavimento. De forma que a diferencia de los problemas de contacto newtonianos donde la fuerza de fricción no puede superar la fuerza normal aplicada, en el problema de contacto en cuestión la fuerza de fricción puede superar la fuerza vertical aplicada sobre el neumático[12]. Por otro lado, el hecho de que se trate de un problema de contacto entre un elemento elástico y un elemento rígido, hace que exista una zona de contacto entre las dos superficies, denominada comúnmente *huella o parche de contacto*, donde se produce una distribución de presiones decreciente desde el centro de la zona hacia el exterior. Todo ello conlleva a que la fricción entre el neumático y el asfalto se convierta en un problema no lineal difícil de abordar que requiera simplificaciones de las cuales se hablará más adelante.

La necesidad de dejar constancia de la importancia de este fenómeno es clave, ya que las diferentes fuerzas que va a sufrir la estructura de la suspensión que vamos a calcular son las que transmite el asfalto sobre el que rueda el monoplace por medio de la fricción entre la rueda y la pista. Estas fuerzas son producidas por la pista como reacción a la acción que realiza el coche sobre la misma. Por ejemplo cuando el coche acelera, aplica una fuerza sobre el asfalto por medio de la fricción en sentido opuesto al movimiento del vehículo. La reacción que genera el asfalto, de igual valor y de sentido opuesto, está orientada en el sentido de movimiento del monoplace, y es por tanto, la que permite la aceleración del vehículo. Así pues, partiendo de las fuerzas verticales que actúan sobre cada rueda en los estados de aceleración, frenada y trazado de curva, se calcularán las fuerzas de fricción que el asfalto ejerce sobre la rueda multiplicando el coeficiente de fricción existente entre el asfalto y la rueda por la carga vertical que esta soporta.

Antes de introducirnos en el cálculo de las cargas verticales sobre cada rueda, es necesario establecer el sistema de referencia con el que se va a trabajar. El sistema de referencia comúnmente utilizado en automoción tiene su origen de coordenadas próximo al centro de gravedad del vehículo, el eje x está orientado en la dirección longitudinal del vehículo, el eje y en la dirección transversal, y el eje z perpendicular al suelo del monoplace. La representación del sistema de referencia puede apreciarse en la figura 1.4.4.

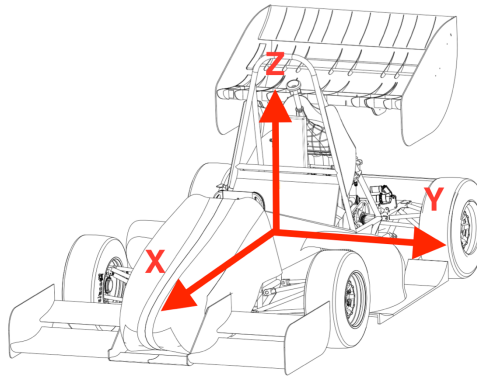


Figura 1.4.4.: Sistema de referencia global del monoplace.

Para estimar la carga vertical que aparece sobre cada rueda en las maniobras de aceleración, frenada y trazado en curva, es necesario introducir el concepto de transferencia de peso. Cuando un vehículo realiza un frenada, acelera o comienza a negociar una curva, se produce una transferencia de peso debido a la flexibilidad del chasis y de la suspensión del vehículo, motivadas por la aceleración lateral que se produce cuando un vehículo traza una curva. Dichas transferencias de peso provocan un aumento de la carga vertical en las ruedas de un

1. Introducción

mismo tren (aceleración y frenada) o en ruedas contiguas de los trenes delantero y trasero (trazado de curvas). Es un hecho fácilmente comprobable a simple vista como cuando un vehículo traza una curva, la carga vertical en la rueda exterior aumenta comprimiendo el sistema de suspensión, como puede apreciarse en la figura 1.4.5.

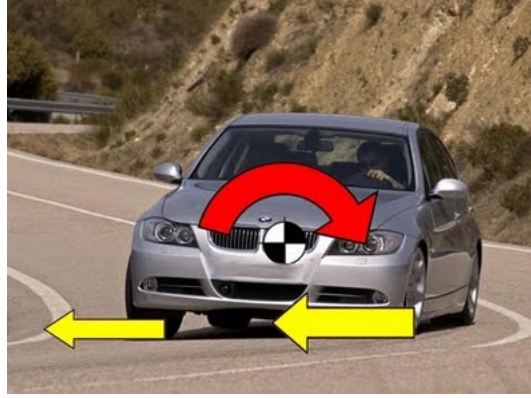


Figura 1.4.5.: Efecto de la transferencia de peso lateral en un turismo convencional [2].

Calcular dichas transferencias de peso es relativamente sencillo mediante un equilibrio de momentos, y son de suma importancia para establecer la carga vertical que actúa sobre cada rueda al realizar el vehículo una maniobra (aceleración, frenada y trazado de curva). Para el cálculo de las transferencia de peso tanto longitudinal (aceleración y frenada) como transversal (curva), empleamos en el equipo ARUS las siguientes expresiones recogidas en [8]:

$$\frac{\Delta W_F}{A_Y} = \frac{W}{t_F} \left[\frac{H K_F}{K_F + K_R} + \frac{b}{l} z_{RF} \right] \quad (1.4.1)$$

$$\frac{\Delta W_R}{A_Y} = \frac{W}{t_R} \left[\frac{H K_R}{K_F + K_R} + \frac{a}{l} z_{RR} \right] \quad (1.4.2)$$

$$\Delta W_L = \frac{h}{l} W A_X \quad (1.4.3)$$

Siendo:

$\frac{\Delta W_F}{A_Y}$ = transferencia de peso lateral en el eje delantero por g's de aceleración lateral

$\frac{\Delta W_R}{A_Y}$ = transferencia de peso lateral en el eje trasero por g's de aceleración lateral

ΔW_L = transferencia de peso longitudinal en el eje trasero (o delantero)

A_Y = aceleración lateral

A_X = aceleración longitudinal

W = peso del vehículo

H = altura desde los centros de gravedad de los ejes delantero y trasero al centro de gravedad del vehículo.

a = distancia del eje delantero al centro de gravedad del vehículo

b = distancia del eje trasero al centro de gravedad del vehículo

1. Introducción

l = distancia entre ejes delantero y trasero del vehículo.

h = altura del centro de gravedad del vehículo

t_F = batalla del eje delantero

t_R = batalla del eje trasero

K_F = rigidez a *roll* en el eje delantero

K_R = rigidez a *roll* en el eje trasero

z_{RF} = altura del centro de *roll* del eje delantero.

z_{RR} = altura del centro de *roll* del eje trasero.

Donde las expresiones (1.4.1) y (1.4.2) permiten calcular las transferencias de peso en el eje delantero y en el eje trasero, respectivamente, por grado de aceleración lateral a la que esta sometido el vehículo. Mientras la expresión (1.4.3) calcula directamente la transferencia de peso en el eje delantero, si estamos en un caso de frenada, o en el eje trasero si estamos en un caso de aceleración. Así pues, el aumento de la carga vertical que soporta una rueda al realizar el vehículo una maniobra (aceleración, frenada y/o curva) se puede calcular como se muestra en las expresiones (1.4.4), (1.4.5) y (1.4.6). De igual modo, las disminuciones de la carga vertical que aparecen en la rueda opuesta se calculan restando la transferencia de peso en lugar de sumarla.

Los resultados de los diferentes cálculos de las transferencias de peso para las aceleraciones longitudinales y transversales (*Load Transfer*), junto con la suma de la correspondiente transferencia de peso a la carga estática de cada rueda (*Wheel Loads*), calculados por el equipo ARUS para su monoplaza ART-17 se muestran en la figura 1.4.6.

$$F'_z = F_z + \frac{\Delta W_F}{A_Y} A_Y \quad (1.4.4)$$

$$F'_z = F_z + \frac{\Delta W_R}{A_Y} A_Y \quad (1.4.5)$$

$$F'_z = F_z + \Delta W_L \quad (1.4.6)$$

Donde FR es la rueda delantera derecha (*Front Right*), FL es la rueda delantera izquierda (*Front Left*), RR es la rueda trasera derecha (*Rear Right*) y RL la rueda trasera izquierda (*Rear Left*).

Aunque en la figura 1.4.6 aparezcan distintas transferencias de peso según el régimen de la curva donde se encuentre el monoplaza se trabajará con la transferencia de peso calculada en mitad de la curva (*Mid Curve*), ya que es donde se produce la máxima aceleración lateral.

Con todo lo anterior ya están definidas las cargas que actúan sobre la suspensión del monoplaza, únicamente bastaría con determinar las fuerzas longitudinales que sufre el neumático. Para ello hay que hacer algunas de las simplificaciones de las cuales se hizo mención anteriormente cuando se comentó la importancia de la fricción entre el neumático y el asfalto. Para empezar supondremos invariantes factores como la temperatura del asfalto, la presión del neumático y el desgaste de la banda de rodadura, ya que estos factores pueden variar el coeficiente de fricción y complicarían el modelo. Por otro lado modelaremos el parche de contacto como un

1. Introducción

Case		Acceleration	Brake	Mid Curve	Corner Entry	Corner Exit
Acceleration				(LH Curve)	(LH Curve)	(LH Curve)
Longitudinal	g	1,2	-1,8	0	-1	0,6
Lateral	g	0	0	1,7	1,1	1,4
Wheel Loads						
FR	N	393	1158	1285	1333	1028
FL	N	393	1158	113	575	64
RR	N	1005	240	1178	754	1247
RL	N	1005	240	220	134	457
		<div><div></div><div></div><div></div><div></div></div>	<div><div></div><div></div><div></div><div></div></div>	<div><div></div><div></div><div></div><div></div></div>	<div><div></div><div></div><div></div><div></div></div>	<div><div></div><div></div><div></div><div></div></div>
Load Transfer						
FR	N	-306	459	586	634	329
FL	N	-306	459	-586	-124	-635
RR	N	306	-459	479	55	548
RL	N	306	-459	-479	-565	-242

Figura 1.4.6.: Transferencias de peso y cargas verticales en las ruedas del monoplaza ART-17 calculadas por el departamento de Dinámica de ARUS Andalucía Racing

punto, cosa que realmente no ocurre pero que a efectos de cálculo resulta de gran utilidad para simplificar el punto de aplicación de las fuerzas longitudinales y transversales. Por último supondremos que la fuerza transversal generada mediante el trazado en curva actúa en todo momento perpendicular a la banda de rodadura del neumático, tanto en el eje trasero como en el eje delantero. Esto realmente no sucede, sobre todo en el eje delantero, ya que al aplicar el par de dirección la rueda pivota provocando que la fuerza generada en curva no actúe perpendicularmente a la banda de rodadura, sin embargo, esta simplificación no supondría grandes variaciones en los resultados de cálculo ya que el mecanismo de la dirección está diseñado para atacar curvas cerradas con poco pivotamiento de las ruedas directrices.

Una vez establecidas las hipótesis anteriores, se pueden calcular las fuerzas longitudinales y transversales que actúan sobre el neumático como el coeficiente de fricción correspondiente por la carga vertical que actúa sobre la rueda, como muestra las expresiones (1.4.7) y (1.4.8). Los coeficientes de fricción de los neumáticos del ART-17 han sido calculados mediante el tratamiento de los datos elaborados por un laboratorio encargado de examinar los neumáticos.

$$F_x = \mu_{long} F'_z \quad (1.4.7)$$

$$F_y = \mu_{lat} F'_z \quad (1.4.8)$$

Donde los valores del coeficiente de fricción longitudinal (μ_{long}) oscilan entre 1,4 y 1,5, mientras que los valores del coeficiente de fricción lateral (μ_{lat}) oscilan entre 1,7 y 2.

A continuación se muestra un resumen del cálculo de las cargas longitudinales, transversales y verticales aplicadas en el tren trasero y en el tren delantero, y que se introducirán como excitaciones a la estructura de la suspensión que posteriormente se va a calcular (ver tablas 1.1 y 1.2).

1. Introducción

SUSPENSIÓN DELANTERA								
CURVA								
Fuerza	2184,5	N	Fuerza	1285	N	Aceleración	1,7	g's
Dirección	eje	y	Dirección	eje	z	Coef. Fricción	1,7	
Sentido	negativo		Sentido	positivo				
ACELERACIÓN								
Fuerza	550,2	N	Fuerza	393	N	Aceleración	1,2	g's
Dirección	eje	x	Dirección	eje	z	Coef. Fricción	1,4	
Sentido	positivo		Sentido	positivo				
FRENADA								
Fuerza	1621,2	N	Fuerza	1158	N	Aceleración	1,8	g's
Dirección	eje	x	Dirección	eje	z	Coef. Fricción	1,4	
Sentido	negativo		Sentido	positivo				

Tabla 1.1.: Cargas que actúan sobre el neumático de la suspensión delantera del ART-17.

SUSPENSIÓN TRASERA								
CURVA								
Fuerza	2002,6	N	Fuerza	1178	N	Aceleración	1,7	g's
Dirección	eje	y	Dirección	eje	z	Coef. Fricción	1,7	
Sentido	negativo		Sentido	positivo				
ACELERACIÓN								
Fuerza	1407	N	Fuerza	1005	N	Aceleración	1,2	g's
Dirección	eje	x	Dirección	eje	z	Coef. Fricción	1,4	
Sentido	positivo		Sentido	positivo				
FRENADA								
Fuerza	336	N	Fuerza	240	N	Aceleración	1,8	g's
Dirección	eje	x	Dirección	eje	z	Coef. Fricción	1,4	
Sentido	negativo		Sentido	positivo				

Tabla 1.2.: Cargas que actúan sobre el neumático de la suspensión trasera del ART-17.

A la vista de los resultados de las tablas 1.1 y 1.2 puede observarse como las fuerzas que sufre el neumático de la suspensión delantera son mayores que las que sufre el neumático de la suspensión trasera, por tanto, la estructura de la suspensión delantera va a estar sometida a unas cargas mayores que la estructura de la suspensión trasera. Esto es principalmente crítico en las situaciones de frenada, ya que debido a que las aceleraciones longitudinales que sufre el coche en frenada son mayores que las que sufre el monoplaza durante una maniobra de aceleración, de modo que la transferencia de peso longitudinal va a ser mayor en un estado de frenada que de aceleración. En la transferencia de peso transversal también se observa que la suspensión delantera sufre una fuerza vertical mayor que la trasera, sin embargo esto es debido a la diferencia entre las rigideces a roll que hay entre el eje delantero y trasero del vehículo. Por otro lado, a la hora de realizar los cálculos que se detallarán en el Capítulo 2 y a la vista de estos resultados, los estados de carga con los que se excitará cada estructura del sistema de suspensión serán:

- Suspensión delantera: estado de curva y frenada
- Suspensión trasera: estado de curva y aceleración

1. Introducción

No se analizarán todos los casos de carga en cada configuración por motivos de eficiencia de los modelos. El estado de carga en frenada es mucho más crítico en la suspensión delantera por la transferencia de carga que se produce desde el eje trasero hacia el delantero. Sin embargo, en el estado de aceleración, la transferencia de carga se produce desde el eje delantero al trasero, por lo que es más crítico en la suspensión trasera que en la delantera. Además, dado que la única diferencia, en cuanto al sentido de las cargas, entre el estado de aceleración y el de frenada, es que las fuerzas longitudinales van en sentidos opuestos. Ante esta situación, y dado que prácticamente los tubos que configuran el sistema de suspensión trabajan con esfuerzo axial, lo que ocurrirá es que los resultados de resolver una misma estructura ante los estados de aceleración y frenada se diferenciarán, en gran medida, en que los esfuerzos axiales llevarán sentidos opuestos.

Es importante dejar constancia que las fuerzas recogidas en las tablas 1.1 y 1.2 que aparecen como consecuencia de las distintas maniobras del automóvil, no aparecen de forma aislada, si no que lo normal es que aparezcan de forma combinada. El monoplaza por ejemplo, al salir de una curva, comienza ya a acelerar, de forma que durante un cierto instante de tiempo conviven en el neumático la fuerza transversal originada por la aceleración lateral al trazar la curva y la fuerza de tracción longitudinal creada por el tren de tracción del automóvil. Las fuerzas recogidas en las tablas 1.1 y 1.2 corresponden a los valores máximos y aislados de cada una de ellas, situación que como hemos visto no es del todo real. Este tipo de situaciones se tendrán en cuenta en los cálculos realizados utilizando los diferentes modelos que se desarrollarán a continuación, distribuyendo el tiempo de cálculo en diferentes intervalos donde se aplicaran de forma conjunta diferentes condiciones de contorno. Aclarar que el objetivo del departamento de diseño de una suspensión es diseñar el mecanismo del sistema de suspensión que se adapte lo mejor posible a las transferencias de pesos que va a sufrir el monoplaza durante el movimiento del coche en pista, y es pericia del piloto, tratar de maximizar la distribución de las diferentes fuerzas que aparecen en el neumático buscando siempre que estas alcancen sus valores máximo en momentos concretos del trazado del circuito, tratando de evitar que el neumático colapse por alcanzar valores superiores a los que puede soportar.

Finalmente, se ha podido ver en este apartado que la importancia de la adherencia es incuestionable, ya que mediante una simplificación del problema de contacto, se han calculado las fuerzas que va a sufrir cada rueda del monoplaza durante la realización de las maniobras en pista, y en consecuencia, las que va a tener que soportar la estructura de la suspensión. De modo que una vez establecidas las excitaciones que va a sufrir la estructura a calcular se van a proceder en los siguientes apartados a desarrollar los modelos de cálculo de la estructura de la suspensión del ART-17.

1.4.2. Proceso de fabricación *fillament winding*

En esta sección se describe el proceso de fabricación mediante el cual se fabricaron los tubos de material compuesto carbono-epoxy que se modelarán en el Capítulo 3 de este proyecto.

La fabricación mediante esta técnica genera una estructura de tejido muy característica que será descrita en los subapartados siguientes y que será clave tener en cuenta para el modelado de la estructura tubular. De modo que en esta sección pueden encontrarse los fundamentos teóricos necesarios para modelar tubo fabricado mediante el proceso de *fillament-winding*.

1.4.2.1. Descripción del proceso

El proceso de fabricación conocido como *fillament-winding* (bobinado filamentario en español), es un proceso de fabricación muy utilizado para la creación de estructuras cilíndricas de

1. Introducción

material compuesto. El proceso consiste en el bobinado de un filamento de material compuesto, normalmente fibra de vidrio, carbono o basalto, previamente impregnado en resina alrededor de un mandril cilíndrico. Es un proceso de fabricación muy utilizado para la fabricación de depósitos de material compuesto, aunque también tiene otras aplicaciones, tales como la fabricación de mástiles de barcos, palos de golf, cuadros de bicicletas o, sin ir más lejos, la aplicación que se desarrolla en este trabajo.

El proceso de fabricación comienza con un sistema de poleas que extraen un filamento de fibra de una bobina de fibra. Dicho filamento de fibra está compuesto por un determinado número de fibras generando una banda. Este filamento es sumergido en un baño de resina termoestable antes de ser enrollado en el mandril y posicionado en un carrito situado a una cierta distancia del molde cilíndrico donde se va a generar la estructura. El carrito tiene la función de desplazarse horizontalmente al mandril donde se encuentra el molde cilíndrico, el cual se hace rotar sobre su eje axial para enrollar la fibra sobre él. El movimiento del carrito permite que mientras el filamento de fibra se enrolla en el molde, este se desplaza longitudinalmente respecto a él, generando la estructura deseada. Una vez se ha alcanzado el espesor deseado de material compuesto en el molde, este es envuelto por una banda adhesiva termoestable aplicando fuerte presión sobre tubo fabricado, de forma que se elimine el exceso de resina que se ha ido acumulando en el proceso de bobinado (ver figura 1.4.8). Una vez ha sido eliminado el exceso de resina, la estructura de material compuesto se introduce en un horno para su curado. Puede visualizarse un esquema del proceso de fabricación en la figura 1.4.7.

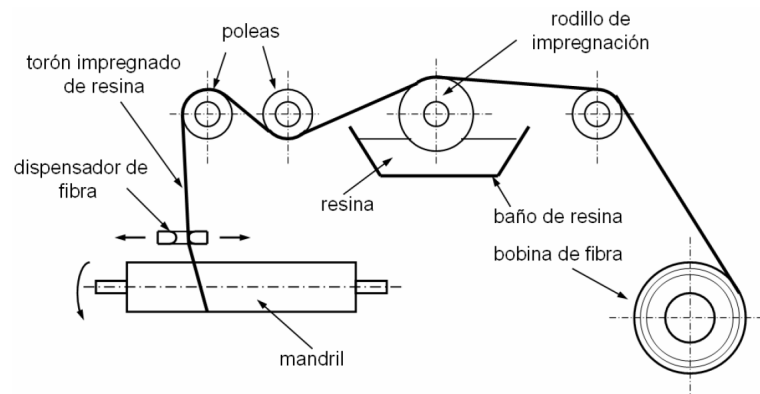


Figura 1.4.7.: Esquema del proceso de fabricación de *fillament-winding* [7].

1. Introducción

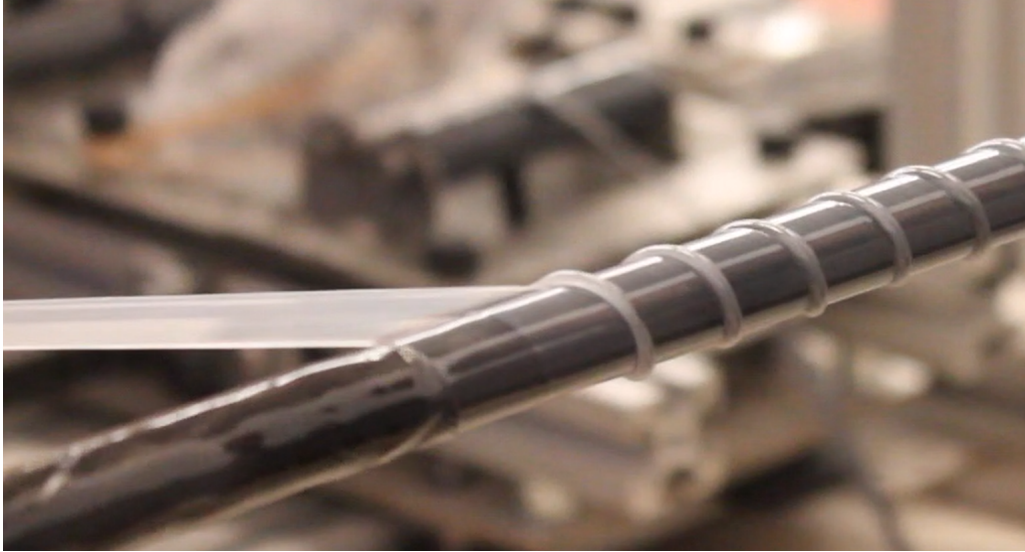


Figura 1.4.8.: Proceso de eliminación de exceso de resina.

Existen tres tipos diferentes de procesos de fabricación de *fillament-winding* según los movimientos que se produzcan en el mandril y en el carrito, generando diferentes patrones de bobinado cada uno de ellos más adecuados para una determinada aplicación.

- Bobinado helicoidal: el movimiento de rotación del mandril sobre su eje axial es combinado con el movimiento de translación del carrito generando la estructura deseada. Este es el método más utilizado comúnmente (ver figura 1.4.9).
- Bobinado circunferencial: es una variante del bobinado helicoidal pero con un ángulo de bobinado de 90° (ver figura 1.4.9).
- Bobinado polar: el mandril es el encargado de realizar los movimientos de rotación y traslación permaneciendo fijo el carrito. Este método es el más utilizado para la fabricación de depósitos a presión (ver figura 1.4.9).

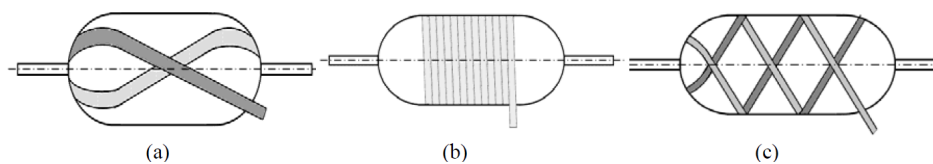


Figura 1.4.9.: Modalidades de fabricación de *fillament-winding*. Bobinado polar (a). Bobinado circunferencial (b). Bobinado helicoidal (c) [7].

Los tubos de material compuesto de este trabajo han sido realizados mediante bobinado helicoidal.

Para obtener una estructura en la que los filamentos de fibra estén orientados correctamente según la aplicación en la que vaya a implementarse el tubo, es necesario controlar factores del proceso tales como la velocidad de avance del carrito, velocidad de rotación del mandril, ancho de la banda del filamento y la tensión de bobinado. Estos factores normalmente son ajustados mediante el sistema de control que presenta la maquinaria según los requisitos del usuario. El sistema de control que podemos encontrar en una máquina de fabricación de este tipo de estructura es similar al que puede encontrarse en un centro de mecanizado por control

1. Introducción

numérico. Altas velocidades de avance del carrito y baja rotación del mandril darán como resultados estructuras en la que las fibras presentan un ángulo de inclinación próximo a 0° , ideales para aplicaciones donde los esfuerzos axiales de tracción sean elevados. Por otro lado, bajas velocidades de avance bajas y altas velocidades de rotación del mandril darán como resultado estructuras donde el ángulo de orientación de las fibras se encuentre próximo a 90° , ideales para aplicaciones donde los esfuerzos axiales de compresión sean altos. Sin embargo, a no ser que se trate de una maquinaria de alta precisión, resulta de gran complicación alcanzar estos ángulos de orientación de las fibras. En el caso que nos ocupa, la empresa encargada de fabricar los tubos que son el objeto de estudio de este trabajo (Racormance Composites Bikes), poseía una maquinaria convencional en la que el mínimo grado de orientación de las fibras que se podía conseguir era de aproximadamente unos 20° . La máquina es una X-Winder de dos ejes modelo 2X-23 (ver figura 1.4.10).

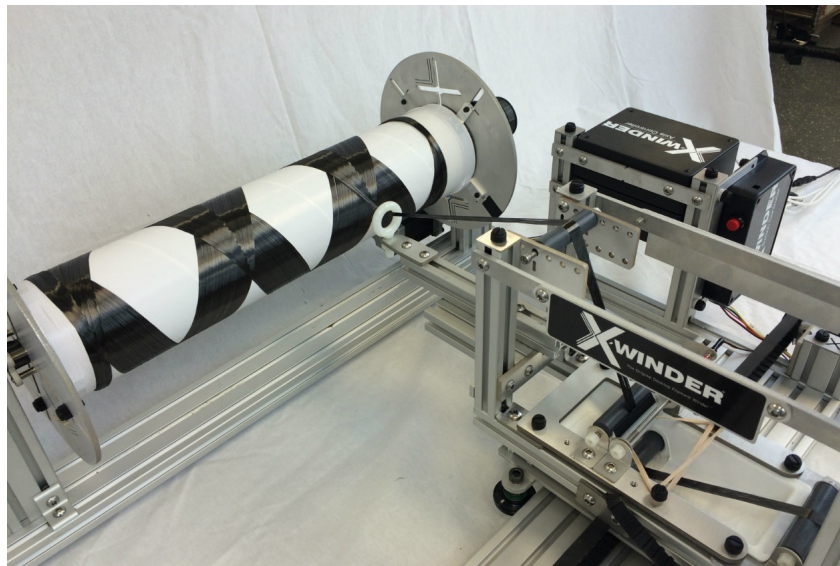


Figura 1.4.10.: X-Winder modelo 2X-23 [3].

La tensión con la que el filamento de fibra es enrollado es un factor muy importante a detener en cuenta. Si el sistema enrolla el filamento con una pretensión muy alta, el producto resultante tendrá una rigidez alta, además de correr el riesgo de deshilar el filamento de las fibras antes de ser enrollado. Mientras que si el sistema enrolla el filamento con una pretensión baja, el producto resultante tendrá altas propiedades de flexibilidad. No existen valores tabulados de pretensión de las fibras, ya que estos valores dependerán de factores como el número de capas que tiene el tubo o la orientación de las fibras. De forma que para determinar las propiedades de rigidez y flexibilidad del producto el mejor sistema es recurrir a la realización de ensayos controlados en el laboratorio.

1.4.2.2. Descripción de la estructura de tejido carbono-epoxy generada

Al producirse el proceso de bobinado de la banda de fibras impregnadas sobre el mandril se va generando un patrón de tejido. Dependiendo del tipo de bobinado el tejido generado sigue un patrón diferente.

En el bobinado helicoidal, siendo este el proceso con el que se han fabricado los tubos analizados en este proyecto, se produce un patrón de tejido bidireccional (con orientaciones de fibra a $\pm\alpha$, siendo α el ángulo con el que se ha generado el bobinado) formado por rombos,

1. Introducción

donde cada uno de los cuales se va a denominar celdilla unidad. Se denomina celdilla unidad porque con la repetición de esta entidad mínima del tejido a lo largo de las tres direcciones del espacio se obtendría una capa de tejido. En la figura 1.4.10 se representa una capa de tejido bidireccional en la que pueden distinguirse cada una de las celdillas unidad que lo forman (*unit cell*).

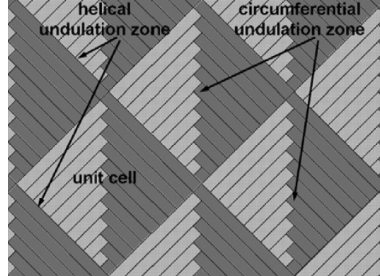


Figura 1.4.11.: Tejido bidireccional resultante de un bobinado helicoidal [6].

Cuando se ha completado la primera capa de tejido bidireccional sobre el molde del mandril la cinemática de este proceso en realidad genera una doble capa equivalente en términos volumétricos a dos capas unidireccionales, donde el espesor de cada una de ellas es la mitad del espesor de la capa de tejido [6, 7]. Por lo tanto, en una celdilla unidad en realidad coexisten dos capas monodireccionales con ángulos de orientación de las fibras $+\alpha$ y $-\alpha$, y espesores la mitad del espesor de la celdilla unidad. Una representación gráfica tanto de la celdilla unidad como de este fenómeno puede visualizarse en la figura 1.4.12.

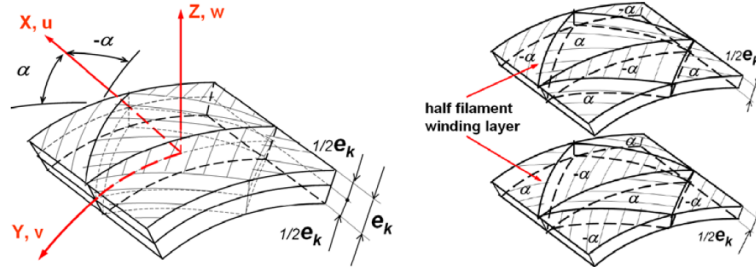


Figura 1.4.12.: Descomposición de una celdilla unidad en dos capas unidireccionales [6].

En la figura 1.4.11 se representa una capa de tejido romboidal formado mediante un bobinado helicoidal. En él pueden distinguirse dos zonas. La primera de ellas corresponden a la generada mediante la repetición de las celdillas unidad a lo largo del molde, llamada zona de ondulación helicoidal (*helical undulation zone*). Esta zona es la que delimita el espacio de una celdilla unidad y las colindantes a ella. La segunda zona, zona de ondulación circunferencial (*circumferencial undulation zone*) se encuentra dentro de cada celdilla unidad y delimita el cambio de orientación de las fibras que se produce en cada una de las capas monodireccionales que forman la capa de tejido. De modo que realmente en una celda unidad encontramos dos secuencias de apilado distintas separadas por la zona de ondulado circunferencial. En esta zona se produce una superposición de las fibras que no será modelada en el modelo de elementos finitos que se desarrolla en el Capítulo 3 de esta memoria, ya que complicaría mucho el modelo y carece de relevancia dado que los análisis se realizarán a escala Macromecánica.

Es importante tener en cuenta el concepto de capas equivalentes en términos volumétricos, ya que en la celda unidad real las capas unidireccionales que la componen se encuentran apiladas

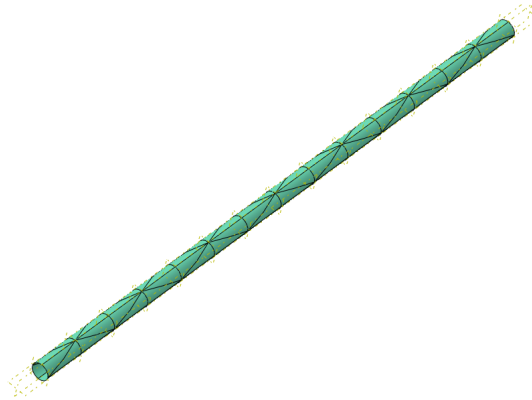


Figura 1.4.13.: Modelado del patrón de tejido romboidal en Abaqus.

con una secuencia de apilado muy peculiar, como puede apreciarse en la figura 1.4.12. Esta secuencia de apilado tan peculiar dentro de la celda unidad genera la zona de ondulación circunferencial dentro de la celda, que como se ha mencionado no será modelada.

1.4.2.3. Modelos de cálculo de un tubo fabricado mediante *fillament-winding*: modelo de celdas y modelo de capas

El principal objetivo de este proyecto es la resolución del estado tensional de un tubo fabricado mediante un proceso de bobinado helicoidal de *fillament-winding*. Por lo que es necesario asentar las bases de este modelado teniendo en cuenta el patrón de tejido que se genera mediante este proceso de fabricación, como recogen la mayoría de los autores en las publicaciones [6, 7]. Sin embargo, también existe la posibilidad de no modelar el patrón de tejido utilizando el concepto de capas volumétricas equivalentes que se desarrolló al explicar la composición de una celdilla unidad.

El objetivo de modelar el patrón de tejido no es más que tratar de determinar la influencia del tejido en el estado tensional del tubo. Como ocurre en un tejido de material compuesto, la superposición de las fibras para generar el tejido puede tener influencia en el comportamiento del laminado. En el caso del tubo de *fillament-winding* que se va a analizar en este proyecto, dado que la celdilla unidad tiene un orden de magnitud del diámetro del tubo, la influencia del tejido puede tener repercusiones muy importantes en el comportamiento estructural del tubo y es necesario tenerlo en cuenta en el modelado. Para modelar el tejido en el modelo de elementos finitos, se trabajará editando la geometría del tubo dibujando sobre su superficie el patrón generado por las celdillas unidad, como puede observarse en la figura 1.4.13.

En contraposición, también se presenta la posibilidad de aplicar el concepto de capas equivalentes que se desarrolló en la descripción de la composición de una celdilla unidad. Si una celdilla unidad está compuesta por dos capas unidireccionales equivalentes en términos volumétricos, se podría decir que una capa de tejido bidireccional formada por la repetición de esta entidad a lo largo de las tres direcciones del espacio, esta compuesta por dos capas unidireccionales equivalentes en términos volumétricos y de espesores la mitad de la capa de tejido. En la figura 1.4.14 se representa una sección de un tubo de fibra de vidrio fabricado por *fillament-winding* con siete capas de tejido, donde cada una de ellas se ha modelado como dos subcapas unidireccionales para la resolución de un cálculo analítico del tubo. Esta figura y el estudio analítico mencionado puede encontrarse en [6].

1. Introducción

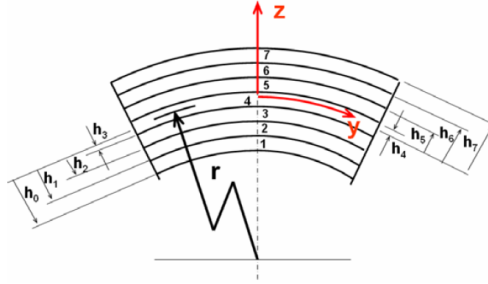


Figura 1.4.14.: Modelo de capas equivalentes de un tubo fabricado mediante *fillament-winding* [6].

Esta segunda variante es la que utilizaba la empresa Racormance, fabricante de los tubos de *fillament-winding* de este proyecto, para modelar sus productos.

A la vista de las dos posibilidades que se presentan para modelar el problema y dado que no existe un estudio que relacione las dos variantes de modelado, en el Capítulo 3 de este proyecto se compararán los resultados que se obtienen modelando el tubo mediante la simulación del patrón de tejido (modelo de celdas) y los que se obtienen modelando el tubo mediante el modelo de capas equivalentes (modelo de capas). El desarrollo de los modelos completos puede encontrarse en el Apéndice C de esta memoria.

Tanto para la realización del modelo analítico como para los modelos de elementos finitos implementados en Abaqus CAE 6.12, es necesario definir el número de capas y las orientaciones de las fibras con las que se va a fabricar el tubo de material compuesto, además de las constantes elásticas ortótropas equivalentes de la lámina de material compuesto. Para ello se presentan las tablas 1.3 y 1.4 en las que se recogen la secuencia de las capas del laminado del tubo y las propiedades ortótropas equivalentes del material, las cuales han sido suministradas por la empresa Racormance, fabricante de los tubos.

Lámina	Ángulo de orientación, θ ($^\circ$)	Espesor (mm)	z_k (mm)	z_{k-1} (mm)
1	± 20	0,25	0,25	0
2	± 20	0,25	0,5	0,25
3	± 20	0,25	0,75	0,5
4	± 20	0,25	1	0,75
5	± 20	0,25	1,25	1
6	± 20	0,25	1,5	1,25

Tabla 1.3.: Secuencia de apilado, orientaciones y espesor de las capas constituyentes del laminado

El parámetro z_k determina la posición de cada lámina según el eje z , es decir, la altura a la que se encuentra cada capa.

1. Introducción

Propiedades ortótropas equivalentes (Tenax-J UMS45) + resina epoxy (Epolan 2017)	
E_{11}	228410,00 MPa
E_{22}	6283,00 MPa
ν_{12}	0,30
ν_{21}	0,01
G_{12}	5600,00 MPa
G_{13}	3700,00 MPa
G_{23}	3700,00 MPa

Tabla 1.4.: Propiedades ortótropas equivalentes del compuesto carbono-epoxy.

Es necesario tener en cuenta, como ocurre en cualquier proceso de fabricación, que puedan aparecer defectos e imperfecciones durante la fabricación de la pieza. En este caso y debido a la resolución del sistema de control de la maquinaria que se encarga de bobinar los tubos, no es posible alcanzar exactamente un valor de orientación de las fibras de 20° . Al tratarse este valor como el mínimo posible que puede alcanzar la máquina, por cuestiones de programación y montaje que declara el fabricante, no es posible alcanzar este valor mínimo, pero sí un valor aproximado. Este valor oscila entre los 22° ó 23° , por lo que a la hora de definir la entidad de celda unidad para modelarla en el modelo de elementos finitos se tendrá en cuenta esta condición.

1.4.3. Grandes desplazamientos y pequeñas deformaciones [4]

La particularidad del cálculo estructural de un sistema de suspensión reside en que, dada su configuración, el sistema se comporta como un mecanismo ya que la función principal del sistema, como se ha comentado anteriormente, es permitir el movimiento vertical de las ruedas del vehículo con el objetivo de obtener una conducción estable. Sin embargo, los elementos que configuran el sistema de suspensión tienen un comportamiento elástico, de forma que mientras la suspensión se desplaza verticalmente, estos elementos elásticos están sometidos a esfuerzos internos debido a las condiciones externas a las que se ve sometido el monoplaza cuando está realizando las maniobras sobre la pista.

El método de cálculo de los Elementos Finitos trabaja calculando el campo de desplazamientos que se producen en los puntos de discretización (nodos) de los elementos aplicando las ecuaciones de equilibrio correspondiente, que junto con las leyes de comportamiento, permite obtener el campo de tensiones que se producen en los elementos. En un cálculo lineal, el método de los Elementos Finitos trabaja aplicando las hipótesis de pequeños desplazamientos y pequeñas deformaciones, permitiendo de este modo, aplicar las ecuaciones de equilibrio en la situación indeformada. Sin embargo, dado el comportamiento de la suspensión como mecanismo, los desplazamientos que se producen en los puntos de discretización son de un orden mucho mayor a las deformaciones que aparecen en los elementos, por lo que las configuraciones de la suspensión en las situaciones de deformada e indeformada son muy diferentes. Este hecho lleva a que sea necesario que el método de los Elementos Finitos trabaje aplicando las ecuaciones de equilibrio en la situación deformada, es decir, realizando un cálculo no lineal.

A diferencia de otros sistemas donde sea necesario realizar un cálculo no lineal (por ejemplo para obtener los esfuerzos que aparecen en el cajón lateral de una aeronave), en este problema los esfuerzos y las tensiones que aparecen en los elementos de la suspensión no están relacionados directamente los desplazamientos que experimenta el sistema de la suspensión, si no mas bien con el hecho de que el sistema presente elementos elásticos (muelles) que obliguen

1. Introducción

a la estructura a recuperar su configuración inicial. De modo que la hipótesis de pequeñas deformaciones sigue siendo válida en el cálculo.

Ante esta situación, es necesario utilizar un software de cálculo que permita la resolución de las ecuaciones del método de los Elementos Finitos aplicando las hipótesis de grandes desplazamientos y pequeñas deformaciones. Abaqus es una potente herramienta de cálculo para resolver este tipo de no linealidades, como se desarrollará en la Sección 2.3 del el Capítulo 2, donde se describe el modelo de cálculo del sistema de suspensión del ART-17.

2. Cálculo estructural de la suspensión

El objetivo de este apartado es desarrollar los modelos de cálculo mediante los cuales se puedan obtener los esfuerzos internos que soportan los elementos que conforman la estructura de la suspensión del vehículo. Una vez extraídos dichos esfuerzos del problema global del cálculo de la estructura de la suspensión del vehículo, se utilizarán como condiciones de contorno del problema local de modelado de un tubo de material compuesto carbono-epoxy fabricado mediante fillament-winding.

En el primer punto desarrollado en este apartado se lleva a cabo un modelo en el que se ha realizado un cálculo matricial convencional de una estructura en Matlab para el problema que nos ocupa. Este fue el primer modelo que se elaboró para el cálculo de la estructura de la suspensión del ART-16. En este modelo no se consideró el movimiento vertical de la suspensión como un grado de libertad del sistema, por lo que los resultados obtenidos no llegaron a ser del todo realistas. Sin embargo, fue un gran avance en cuanto a los cálculos de la estructura de la suspensión que se habían elaborado anteriormente, y lo que es más importante, fue de gran utilidad para predecir el comportamiento de los elementos que integran la suspensión del vehículo y realizar un primer dimensionado de los mismos.

En segundo lugar, se detalla el modelo de elementos finitos que se ha elaborado para el cálculo de la estructura del ART-17 en Abaqus. A diferencia del modelo de cálculo matricial que lo precede, en este se integró el muelle y el mecanismo que permite el desplazamiento vertical de la suspensión, alcanzándose así un mayor grado de realismo del problema. Esta última consideración requiere de un cálculo no lineal y la necesidad de introducir el concepto de grandes desplazamientos y pequeñas deformaciones desarrollado en [4]. Este modelo permitió mejorar el diseño de los elementos que integran la estructura de la suspensión reduciendo el peso de los mismo en torno a 40 %.

En el tercer punto desarrollado en este apartado se lleva a cabo una modificación de las propiedades elásticas características de un material isótropo, como son el módulo de Young y el coeficiente de Poisson. Ya que en modelos posteriores se trabajará con un tubo de material compuesto carbono-epoxy, era necesario adaptar los modelos que se habían elaborado para el cálculo de la estructura de la suspensión constituidas por elementos tubulares de acero. Mediante la teoría clásica de laminados desarrollada y la aplicación de algunas de las expresiones desarrolladas en se obtendrán las propiedades elásticas isótropas equivalentes de una estructura tubular de material compuesto carbono-epoxy [6, 7, 9].

Finalmente este apartado del proyecto concluye con un resumen de los esfuerzos que se han calculado mediante el modelo en elementos finitos, ya que dichos esfuerzos serán las excitaciones que se utilizarán en el siguiente punto del proyecto donde se desarrollará el problema local que es objeto de este proyecto.

2.1. Modelo de cálculo matricial

En este apartado se desarrolla un modelo de cálculo matricial de la suspensión del ART-16 implementado en Matlab. En este modelo el desplazamiento vertical de la suspensión está restringido empotrando la barra *pull/push* (*push* en la suspensión trasera y *pull* en la suspensión

2. Cálculo estructural de la suspensión

delantera) al chasis, esta barra es la que acciona el sistema muelle-amortiguador permitiendo el desplazamiento vertical de la suspensión, como se vio en el capítulo de introducción. La decisión de impedir el movimiento vertical de la suspensión como mecanismo viene derivada de las limitaciones que presenta el modelo. En primer lugar, dado que este modelo implementa un cálculo lineal de la estructura, no era posible tener en cuenta el desplazamiento vertical de la suspensión ya que este introduciría grandes desplazamientos y por consiguiente sería necesario realizar un cálculo no lineal. En segundo lugar, como se detallará posteriormente, este modelo consiste en definir una serie de puntos geométricos (nodos) para posteriormente conectarlos mediante líneas (elementos) que serán el objeto de cálculo de este modelo, asociando a estas líneas propiedades geométricas y elásticas. Por otro lado, este modelo sólo permite introducir las condiciones de contorno en desplazamientos respecto al sistema global de referencia. De modo que, resultó de gran complejidad implementar el mecanismo que permite el movimiento vertical de la suspensión sin perturbar los resultados de los elementos que realmente interesaba conocer los esfuerzos internos.

A pesar de que la suspensión implementada en este modelo no se comportaba igual que la suspensión real del vehículo en cuanto a los desplazamientos que se producen en ella, los resultados de los esfuerzos internos que se producen en los elementos fueron de gran utilidad para dimensionar las estructuras tubulares que forman la suspensión con un grado de precisión que nunca antes se alcanzó en el equipo ARUS. Además, aunque no se detalla en la memoria de este proyecto, los resultados de este cálculo matricial se compararon con los resultados de un modelo en elementos finitos de la estructura implementado en Abaqus, donde se restringió también el desplazamiento del *push/pull*. Los resultados alcanzados en ambos modelos fueron muy similares, con una diferencia de menos de un 2%, como puede apreciarse en la figura 2.1.1.

El código de Matlab que implementa el cálculo matricial tiene tres etapas fundamentales. La primera consiste en extraer los datos de la geometría de la suspensión, conectividad entre los diferentes elementos, propiedades elásticas y geométricas de los elementos, y condiciones de contorno en desplazamientos y cargas de un libro de Excel, *DATOS.xlsx* (ver apéndice A.2). Estos datos quedan almacenados en variables con las que va a operar la función principal del código. En segundo lugar, dichas variables pasan a una función preprogramada cuyo objetivo es montar las matrices de rigidez de los elementos que forman la estructura, ensamblarlas constituyendo la matriz de rigidez de la estructura global, montar los vectores de desplazamientos y cargas nodales, y por último, resolver la ecuación matricial (ver apéndice A.1). El tercer paso consiste en exportar los resultados del cálculo matricial a otro libro de Excel, *RESULTADOS.xlsx* (ver apéndice A.3). El motivo de definir y visualizar los resultados en hojas de cálculo de Excel es simplemente por dar un mayor grado de comodidad y eficiencia a la hora de definir la estructura y visualizar los resultados para extraer conclusiones. En el código descrito anteriormente, se desarrolló además una función que permitía visualizar la estructura definida en el libro de Excel *DATOS.xlsx* (*DibujaEstructura.m*) con el objetivo de comprobar que la conectividad entre los elementos era la correcta y por tanto que la estructura estaba correctamente definida (ver figura 2.1.2).

2. Cálculo estructural de la suspensión

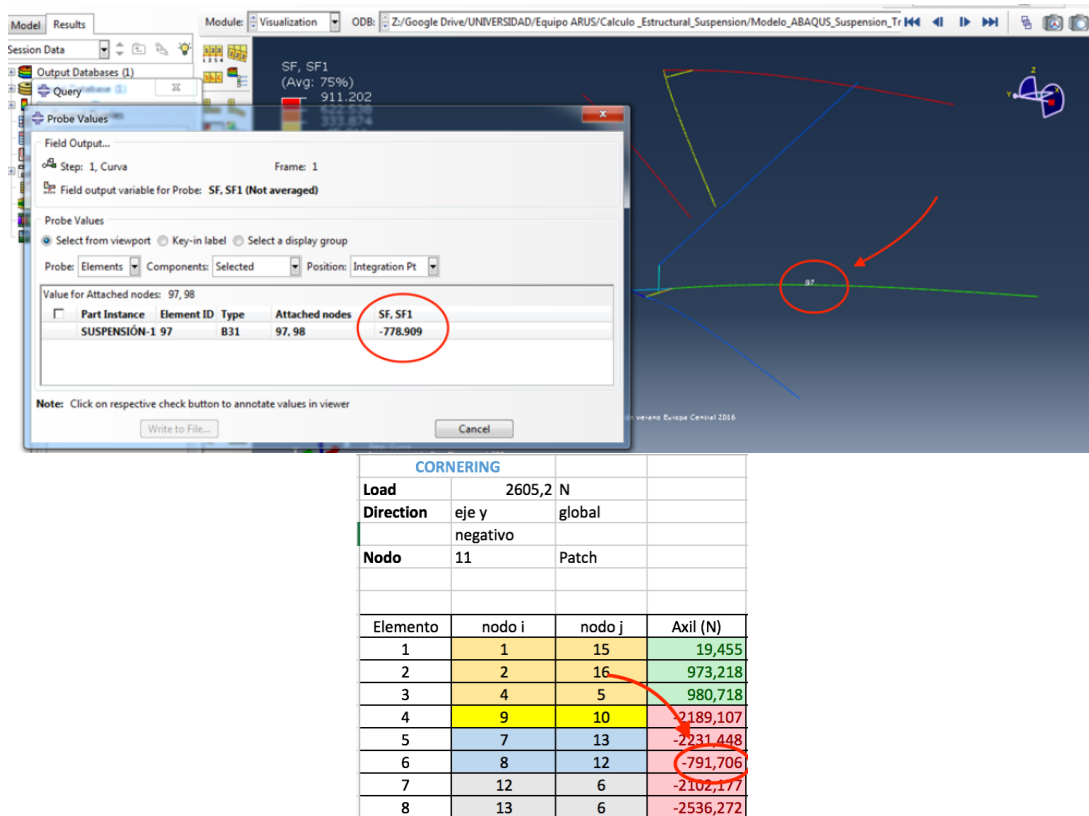


Figura 2.1.1.: Comparación de los resultados del cálculo matricial (imagen inferior) con un modelo de elementos finitos de la estructura del ART-16 (imagen superior).

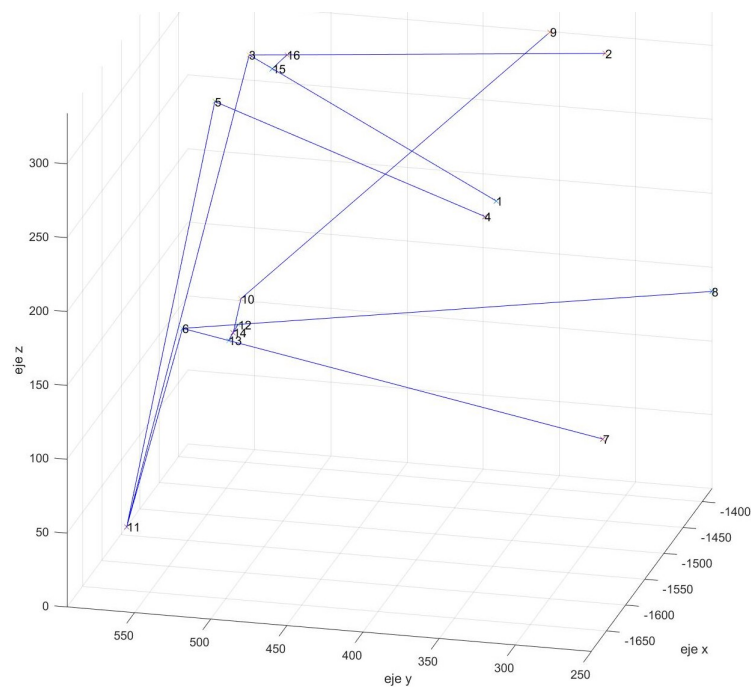


Figura 2.1.2.: Esquema de la conectividad entre los elementos realizado por la función *DibujaEstructura.m*.

2. Cálculo estructural de la suspensión

Se desarrollaron tres códigos diferentes para cada estructura (suspensión delantera y suspensión trasera) para los cálculos de los estados de carga en las maniobras de aceleración, frenada y trazado de curva (*CalculaAcel.m*, *CalculaFrenada.m* y *CalculaCurva.m*, respectivamente). Los códigos entre los estados de carga solo se diferencian entre sí por las hojas de los libros de Excel (*DATOS.xlsx* y *RESULTADOS.xlsx*) de donde el programa principal cargaba los datos y exportaba los resultados. Los códigos del cálculo de las dos configuraciones de la estructura objeto de cálculo, se diferencian por la distinta definición de la estructura en la hoja de datos de Excel (*DATOS.xlsx*). El código para el cálculo matricial de la estructura de la suspensión trasera en el estado de carga de curva se recoge en el Apéndice A.

Como se ha mencionado anteriormente, este modelo sirvió para calcular la estructura de la suspensión del ART-16 y, aunque no era un modelo que reflejase fielmente la realidad del problema, permitió obtener conclusiones importantes y de gran utilidad de cara a caracterizar el comportamiento de los elementos que configuran la suspensión del vehículo y desarrollar modelos futuros con una mayor potencia de cálculo como el desarrollado en el siguiente punto de esta memoria. Las conclusiones más importantes fueron:

- Como se comentó en la introducción, las uniones entre los tubos de la suspensión con el chasis y la mangueta se realiza por medio de rótulas. Por lo que a priori, podría pensarse que los únicos esfuerzos que se van a producir en los tubos van a ser axiles, ya que debido a las rótulas sería imposible que se transmitieran cortantes o flectores. Sin embargo, los tubos que configuran los brazos de la suspensión (*A-Arms*) están unidos entre sí mediante una unión triangular, donde en dicha unión va insertada la rótula. Esta unión entre los tubos hace que se produzcan flectores y cortantes, que en un principio podían intuirse pero se desconocía el orden de magnitud de los mismos. Además, estos flectores y cortantes se hacen más pronunciados en las uniones donde van acoplados los actuadores *push/pull* que activan el mecanismo de movimiento vertical de la suspensión (ver figura 2.1.3). De modo que gracias a los resultados obtenidos por este modelo salieron a la luz los valores de estos esfuerzos.
- Aunque como se ha comentado, en algunos elementos de la estructuras aparecen esfuerzos distintos a los axiles, los esfuerzos axiles van a ser los que controlen el comportamiento global de la estructura. Mediante los resultados obtenidos en este modelo permitieron conocer los estados de compresión y tracción en los que se encuentra cada tubo según cada estado de carga, pudiendo así abordar el problema de pandeo de los tubos de mayor longitud que se encuentran en estados de compresión. La resolución de este problema es de gran importancia en una estructura de estas características, casi más importante que el problema de cálculo de tensiones internas de los elementos para evitar su plastificación. El problema de pandeo es de gran importancia en la suspensión delantera, ya que debido a su configuración presenta las barras más esbeltas y la que sufre mayores axiles de compresión debido a la frenada. El cálculo a pandeo se realizó en el modelo implementado en Abaqus que se comentó anteriormente.

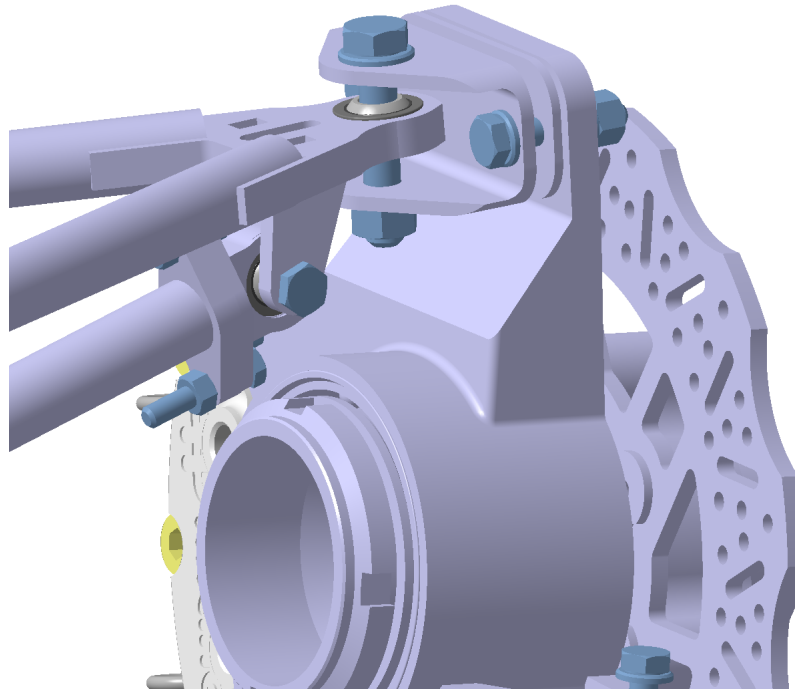


Figura 2.1.3.: Unión doble entre los tubos del brazo superior de la suspensión delantera del ART-17.

Una vez finalizada la temporada del ART-16 y cuando se abordó el diseño de la suspensión del ART-17 mediante el modelo que se desarrollará a continuación, se observó que se habían cometido errores en la definición de la estructura para resolverla mediante el cálculo matricial. En primer lugar, los tres puntos de la estructura que van conectados al interior de la rueda mediante la mangueta estaban desacoplados, cuando en el problema real la mangueta trabaja tratando que la posición de estos tres puntos no varíe, mas allá de lo que varía por las deformaciones que se producen en la propia mangueta. En la definición de la estructura para el cálculo matricial no se tuvo en cuenta y por lo tanto los resultados que se hubieran obtenido acoplando los tres puntos hubieran sido diferentes, aunque del mismo orden de magnitud. En segundo lugar, un error que ya se ha mencionado anteriormente en este apartado, es la restricción al desplazamiento vertical de la suspensión. La suspensión esta diseñada para desplazarse verticalmente como un mecanismo, permitiendo así controlar las transferencias de peso que se producen durante las maniobras que realiza el vehículo y estabilizando así la conducción.

Estos errores en el desarrollo del modelo de cálculo matricial se tuvieron en cuenta para el desarrollo del modelo de elementos finitos implementado en Abaqus que se desarrollará en la siguiente sección de esta memoria.

Para finalizar esta sección se muestra a continuación la tabla 2.1 en la que se recogen las geometría de las secciones tubulares que se escogieron finalmente para cada suspensión del ART-16 tras valorar los resultados del modelo:

2. Cálculo estructural de la suspensión

	Suspensión Delantera	Suspensión Trasera
Diámetro Exterior	16 mm/20 mm	15 mm
Espesor	1,5 mm	1,5 mm

Tabla 2.1.: Características de las secciones tubulares de la suspensión del ART-16.

2.2. Desarrollo del modelo FEM del sistema de suspensión del ART-17

En esta sección se desarrolla un modelo de elementos finitos implementado en Abaqus con el que se realizó el cálculo estructural del sistema de suspensión del ART-17. Como se ha mencionado en la sección anterior, el modelo de cálculo matricial con el que ya se contaba requería de varias modificaciones para asemejarse más al problema real de cálculo, además de las limitaciones que tiene trabajar con un modelo de cálculo matricial, como la de no poder aplicar un cálculo no lineal. Por ello, para el diseño de la suspensión del ART-17 se decidió utilizar directamente un modelo en elementos finitos para perfeccionar el cálculo de los esfuerzos que se producen en los elementos del sistema de suspensión.

En primer lugar, una las mejoras que se pretendía implementar en el modelo fue la introducción del mecanismo que permite el movimiento vertical de la suspensión, de forma que no fuera necesario empujar las barras *push/pull* para poder resolver el cálculo. El sistema, como ya se describió en el Capítulo 1, consta de un elemento con forma de prisma triangular y articulado al chasis que permite accionar el sistema muelle-amortiguador cuando se produce el movimiento vertical de la suspensión (*rocker*). Dado que en este modelo no interesaba obtener las tensiones que se producirían en este elemento, se decidió modelarlo como un elemento rígido, de forma que el modelo no tuviera que realizar un cálculo elástico sobre dicho elemento. Sin embargo, al igual que se hará en el Capítulo 3 utilizando las condiciones de contorno del problema global para realizar el cálculo elástico de un problema local, los resultados del cálculo global de la estructura, concretamente los de las barras *push/pull* que son las que van conectadas al *rocker*, se emplearán para resolver el cálculo elástico del *rocker* que en este modelo se ha considerado un elemento rígido.

En segundo lugar, el siguiente problema a solventar consistía en la implantación del sistema muelle-amortiguador. Al tratarse de un cálculo estático, la implementación del amortiguador en el modelo no introduciría ningún cambio en los resultados, ya que este trabaja con la velocidad relativa de los puntos entre los que va acoplado. Por tanto, en este modelo sólo se introdujo el muelle en lugar del sistema muelle-amortiguador. Una comparación de la geometría del *rocker* delantero real del monoplaza y el modelado en Abaqus se muestra en la figura 2.2.1. Además puede visualizarse el conector utilizado para modelar el muelle delantero.

2. Cálculo estructural de la suspensión

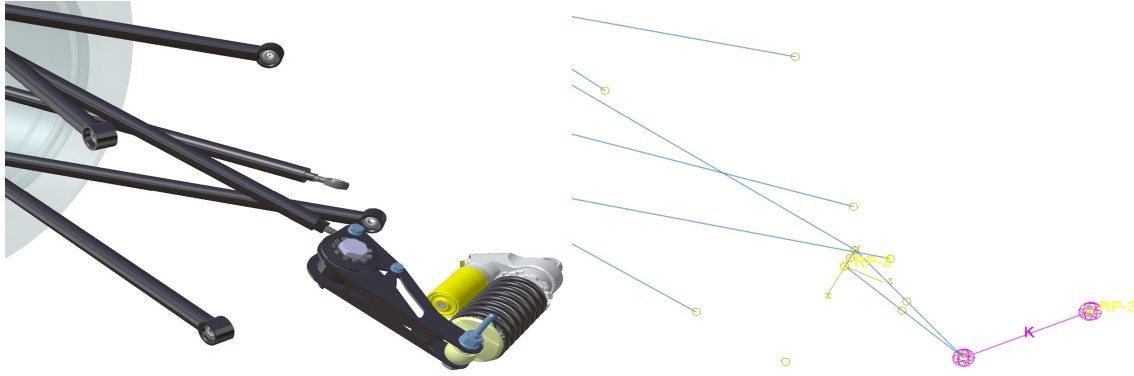


Figura 2.2.1.: Comparación de *rocker* delantero modelado en Catia (izquierda) y del *rocker* delantero modelado en Abaqus (derecha).

En tercer lugar, y como último cambio que se introdujo respecto al modelo de cálculo matricial de la pasada temporada, se remodeló la pieza que acopla la estructura de la suspensión al interior de la rueda, la *mangueta*. Como se comentó en la sección de cálculo matricial, se cometieron errores desacoplando el movimiento de los puntos: cada uno de los tres puntos que conectan la suspensión a la rueda tenían libertad de movimiento. En este modelo, se decidió introducir la mangueta para solucionar el desacoplamiento del modelo matricial, modelándola como un sólido rígido. El principal motivo es el mismo que por el que se decidió modelar el *rocker* como sólido rígido, no se requiere en este modelo conocer el estado tensional de esta pieza, eso forma parte de otro problema local. Otro motivo por el que se decidió hacerlo es la complejidad en cuanto a geometría que presenta esta pieza, por lo que modelándola como una estructura triangular rígida se agilizaba considerablemente la resolución del problema. Una comparación de la *mangueta* delantera real del monoplaza y la modelada en Abaqus se muestra en la figura 2.2.2.

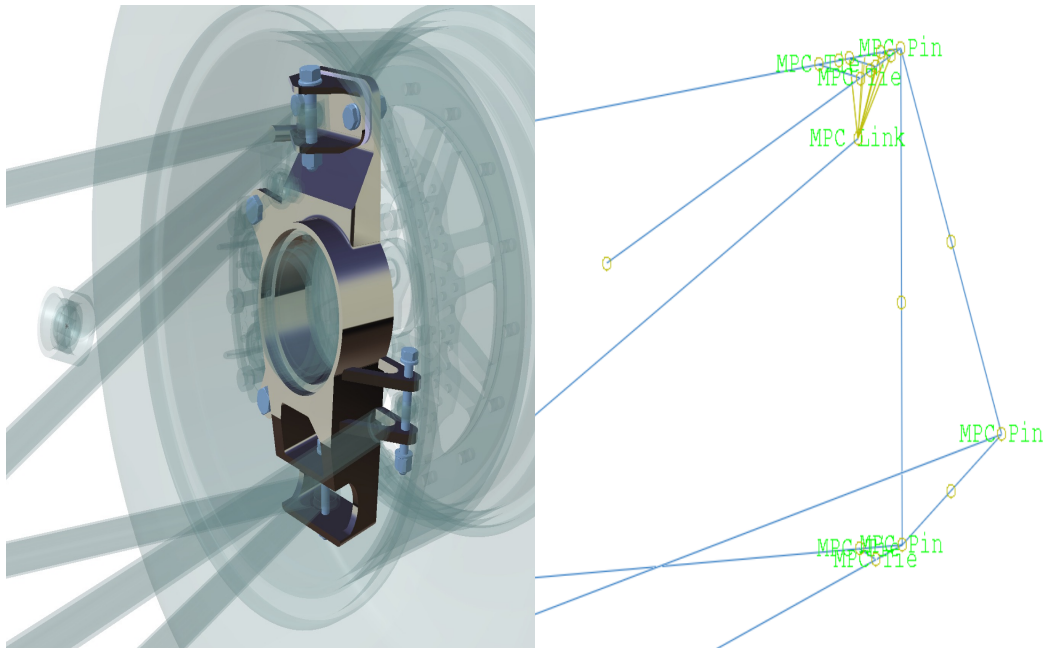


Figura 2.2.2.: Comparación de la *mangueta* delantera modelada en Catia (izquierda) y de la *mangueta* delantera implementada en Abaqus (derecha).

2. Cálculo estructural de la suspensión

Por último, y no menos importante, es de gran relevancia el hecho de que el software con el que va a modelar la estructura permite la aplicación de la hipótesis de grandes desplazamientos y pequeñas deformaciones, desarrollada en el Capítulo 2 de fundamentos teóricos. Los grandes desplazamientos que se producen en estas estructuras obligan a plantear las ecuaciones de equilibrio en la situación deformada, de modo que el problema se convierte en no lineal. Ante esta situación, el modelo de cálculo matricial deja de ser válido y es necesario que las ecuaciones con las que trabaje el software encargado de resolver el sistema de ecuaciones del método de los Elementos Finitos tenga en cuenta esta no linealidad. Abaqus permite la resolución de un problema teniendo en cuenta grandes desplazamientos. Hay que tener en cuenta que la resolución de un problema no lineal produce fácilmente fuertes divergencias en el proceso de resolución y es necesario afinar mucho el modelo para solventarlas. En el apéndice B se recoge el proceso de modelado completo detallando este tipo de dificultades y las soluciones tomadas.

A continuación se muestran cuatro tablas (tablas 2.2, 2.3, 2.4 y 2.5) donde se recoge una comparación del esfuerzo axil calculado mediante el modelo matricial y el modelo no lineal de Abaqus para los diferentes estados de carga. Se ha decidido utilizar este esfuerzo interno para comparar los resultados por ser el que mayor contribución tiene en todo los elementos de la estructura. Además se muestra una tercera columna que corresponde a la diferencia en tanto por ciento que hay entre el esfuerzo axil calculado mediante el modelo de Abaqus y el calculado mediante el cálculo matricial, según la expresión 2.2.1:

$$Dif(\%) = \frac{Axil_{Abaqus} - Axil_{Matricial}}{Axil_{Matricial}} \cdot 100 \quad (2.2.1)$$

Además, como se comentó en el apartado de fundamentos teóricos del Capítulo 1, las dos estructuras no se van a modelar con todos los casos de carga si no sólo con aquellos más desfavorables para cada una de ellas. En el modelo de cálculo matricial no tenía este inconveniente ya que se ejecutaba relativamente rápido en Matlab (unos 30 segundos de tiempo de cálculo como máximo). Sin embargo, este modelo en elementos finitos no lineal presenta un coste computacional más elevado, y es necesario pensar detenidamente que caso de carga es más adecuado analizar para cada estructura.

Curva			
Suspensión Delantera			
	Axil Cálculo Matricial (N)	Axil Cálculo Abaqus (N)	<i>Dif</i> (%)
FAA-TF	-1476,33	-3081,39	108,72
FAA-TR	-2259,91	-2517,84	11,41
FAA-BF	-2015,99	-2204,18	9,33
FAA-BR	-1688,89	-1607,77	-4,80
TIE	161,27	443,79	175,18
PULL	4981,31	6781,41	36,14

Tabla 2.2.: Comparativa del esfuerzo axil resultante del estado de curva para la suspensión delantera.

2. Cálculo estructural de la suspensión

Curva			
Suspensión Trasera			
	Axil Cálculo Matricial (N)	Axil Cálculo Abaqus (N)	<i>Dif</i> (%)
RAA-TF	748,07	736,91	-1,49
RAA-TR	14,98	-7,15	-147,73
RAA-BF	-608,42	-345,26	-43,25
RAA-BR	-1715,33	-1681,40	-1,98
TOE	753,86	734,38	-2,58
PUSH	-1682,96	-1869,73	11,10

Tabla 2.3.: Comparativa del esfuerzo axil resultante del estado de curva para la suspensión trasera.

Aceleración			
Suspensión Trasera			
	Axil Cálculo Matricial (N)	Axil Cálculo Abaqus (N)	<i>Dif</i> (%)
RAA-TF	779,35	796,80	2,24
RAA-TR	-1231,54	-1272,73	3,34
RAA-BF	-2006,37	-2224,01	10,85
RAA-BR	3367,42	3513,66	4,34
TOE	66,78	58,21	-12,83
PUSH	-1589,09	-1447,20	-8,93

Tabla 2.4.: Comparativa del esfuerzo axil resultante del estado de aceleración para la suspensión trasera.

Frenada			
Suspensión Delantera			
	Axil Cálculo Matricial (N)	Axil Cálculo Abaqus (N)	<i>Dif</i> (%)
FAA-TF	-3666,36	-4465,32	21,79
FAA-TR	-1197,21	-799,22	-33,24
FAA-BF	4738,38	4726,36	-0,25
FAA-BR	-4608,69	-4601,54	-0,16
TIE	275,53	349,36	26,80
PULL	4299,42	4721,16	9,81

Tabla 2.5.: Comparativa del esfuerzo axil resultante del estado de frenada para la suspensión delantera.

A la vista de los resultados recogidos en las tablas 2.2, 2.3, 2.4 y 2.5, puede comprobarse que la variación de la magnitud de los esfuerzos no sigue una regla fija. Además hay que tener en cuenta el orden de magnitud de los esfuerzos axiales que aparecen en la estructura para identificar realmente que variaciones de los esfuerzos tienen relevancia. No es lo mismo una variación del 20 % de 10 unidades, que una variación del 20 % de 1000 unidades. Sin embargo pueden extraerse algunas conclusiones de estos resultados, las cuales se recogen a continuación:

- El hecho de modelar el sistema que permite el movimiento vertical de la suspensión

2. Cálculo estructural de la suspensión

introduciendo de esta forma la fuerza de recuperación elástica que realiza el muelle, produce una variación considerable en los esfuerzos axiales de los elementos que están directamente conectados a este sistema, como son las barras *PUSH* y *PULL*, y estas a su vez conectadas mediante las uniones triangulares a las barras *FAA-TF*, *FAA-TR*, *RAA-BF* y *RAA-BR*. Este es el motivo por el que las diferencias respecto al modelo de cálculo matricial, recogidas en la variable *Dif* (%) de la tercera columna, tienen una variación mayor en todos los casos de cargas en estos elementos.

- En los casos de aceleración y frenada, el valor de los esfuerzos axiales es mayor en el modelo de Abaqus que en el modelo de cálculo matricial prácticamente en todos los tubos que configuran la estructura de la suspensión, tanto en la trasera como en la delantera. Este hecho también podría justificarse por el hecho de haber introducido la fuerza de recuperación elástica del muelle en el modelo de Abaqus. Además se observa como la variación de los axiales es mayor en el caso de frenada que en el aceleración ya que la transferencia de peso longitudinal es mayor en el caso de frenada que en el de aceleración.
- Por último, para poder buscar un significado a la diferencia entre los esfuerzos axiales del resto de las barras, habría que hacer referencia al hecho de que en el modelo de cálculo matricial se produjeron errores y fallos en el modelo, los cuales se detallaron uno por uno al inicio de esta sección. Por supuesto, estos fenómenos también han influido en los resultados justificados anteriormente.

Una vez se valoraron estos resultados, y el hecho de que el modelo de Abaqus presenta una mayor semejanza con el problema real, además del proceso de cálculo más adecuado (hipótesis de grandes desplazamientos y pequeñas deformaciones), se concluyó que los resultados obtenidos por este modelo son más fiables y exactos. De modo que los esfuerzos internos calculados mediante el modelo de Abaqus serán los que se tomaran como condiciones de contorno para resolver el problema real de modelado de un tubo de material compuesto carbono-epoxy que se desarrollará en el Capítulo 3 de esta memoria.

Para finalizar esta sección se muestra a continuación la tabla 2.6 en la que se recogen la geometría de las secciones tubulares que se escogieron finalmente para cada suspensión del ART-17 tras valorar los resultados del modelo. Además la utilización de este modelo permitió utilizar secciones tubulares de menor diámetro exterior y espesor de forma que se consiguió reducir el peso de los brazos de la suspensión en un 40 %.

	Suspensión Delantera	Suspensión Trasera
Diámetro Exterior	16 mm	14 mm
Espesor	1 mm	1 mm

Tabla 2.6.: Características de las secciones tubulares de la suspensión del ART-17.

2.3. Variación propiedades elásticas

El modelo de cálculo en elementos finitos que se ha desarrollado en la sección anterior se empleo para el cálculo de la estructura de la suspensión en la que los elementos que la configuran son perfiles tubulares de acero, un material isótropo. Sin embargo, el objetivo del proyecto es elaborar un modelo de cálculo que permita caracterizar el comportamiento mecánico de un tubo de material compuesto carbono-epoxy. De modo que ante esta situación se planteó la posibilidad de adaptar el modelo de elementos finitos ya existente, ya que los resultados que se van a extraer de estos modelos serán las condiciones de contorno del problema local

2. Cálculo estructural de la suspensión

de modelado del tubo de material compuesto. Para ello, en este punto se desarrollarán las expresiones que permitan obtener unas propiedades elásticas isotrópicas equivalentes del tubo de material compuesto, con el fin de sustituirlas por las del acero en el modelo de elementos finitos. Finalmente, como se argumentará al finalizar esta sección, dichas propiedades elásticas equivalentes no se emplearon para extraer las condiciones de contorno del problema local de ensayo de un tubo asilado.

El primer paso para obtener unas propiedades isotrópicas ficticias equivalentes del laminado que constituye el tubo fabricado mediante fillament-winding es obtener mediante la teoría de laminados desarrollada en [9] las matrices de rigidez del laminado. Para ello comenzamos calculando la matriz que constituye la ley de comportamiento para un material ortótropo en un estado de tensión plana. La expresión de la ley de comportamiento de un material ortótropo en un estado de tensión plana se muestra en la ecuación(2.3.1).

$$\begin{bmatrix} \sigma_{11} \\ \sigma_{22} \\ \sigma_{12} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} Q_{11} & Q_{12} & 0 \\ Q_{12} & Q_{22} & 0 \\ 0 & 0 & Q_{66} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \varepsilon_{11} \\ \varepsilon_{22} \\ \gamma_{12} \end{bmatrix} \quad (2.3.1)$$

Donde:

$$Q_{11} = \frac{E_{11}}{1-\nu_{12}\nu_{21}}$$

$$Q_{22} = \frac{E_{22}}{1-\nu_{12}\nu_{21}}$$

$$Q_{12} = \frac{\nu_{12}E_{22}}{1-\nu_{12}\nu_{21}} = \frac{\nu_{21}E_{11}}{1-\nu_{12}\nu_{21}}$$

$$Q_{66} = G_{12}$$

Una vez calculada la matriz de la ley de comportamiento, el siguiente paso consiste en realizar un cambio de coordenadas ya que la matriz de la ley de comportamiento descrita en la ecuación (2.3.1) está referida a los ejes principales del material ortótropo, ejes (1, 2). Para expresar los términos de la matriz de comportamiento en los ejes geométricos de la pieza, ejes (x, y), se realiza una transformación de coordenadas mediante una matriz de giro. Dado que las tensiones y las deformaciones que aparecen en la ley de comportamiento están expresadas en forma de pseudovector, el cambio de coordenadas se realiza atendiendo a la siguiente expresión:

$$\underline{\overline{Q}}_{\theta}^{xy} = \underline{T}^{-1} \underline{Q}^{12} \cdot \underline{R} \underline{T} \underline{R}^{-1} \quad (2.3.2)$$

Donde:

$$\underline{T}^{-1} = \begin{bmatrix} \cos^2\theta & \sin^2\theta & -2\sin\theta\cos\theta \\ \sin^2\theta & \cos^2\theta & 2\sin\theta\cos\theta \\ \sin\theta\cos\theta & -\sin\theta\cos\theta & \cos^2\theta - \sin^2\theta \end{bmatrix}, \text{ siendo } \theta \text{ el ángulo de orientación de las fibras.}$$

$$\underline{Q}^{12} = \begin{bmatrix} Q_{11} & Q_{12} & 0 \\ Q_{12} & Q_{22} & 0 \\ 0 & 0 & Q_{66} \end{bmatrix}$$

$$\underline{R} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 2 \end{bmatrix}$$

2. Cálculo estructural de la suspensión

Donde la notación \underline{A} es la notación matricial que se empleará durante el desarrollo del proyecto.

Para continuar con el proceso de obtención de las matrices de rigidez del laminado es necesario hacer mención a los fundamentos teóricos sobre la constitución del tejido formado mediante el proceso de fabricación de *fillament-winding* que se establecieron en la sección de fundamentos teóricos de esta memoria. Se mencionó la posibilidad de modelar el tubo fabricado mediante *fillament-winding* mediante dos métodos distintos, uno en el que se simule el patrón de tejido y otro en el que se utilice el concepto de capas unidireccionales equivalentes. Dado que en este caso se está trabajando con un modelo analítico sencillo se utilizará el modelo de capas unidireccionales equivalentes. De modo que la matriz de comportamiento en ejes geométricos (x, y) que define la ley de comportamiento de una capa puede calcularse aplicando la regla de las mezclas con las matrices de comportamiento calculadas según la expresión (2.3.2), aplicando la siguiente expresión:

$$\underline{\overline{Q}}^{xy} = 0,5 \underline{\overline{Q}}_{(+\theta)}^{xy} + 0,5 \underline{\overline{Q}}_{(-\theta)}^{xy} \quad (2.3.3)$$

Siendo $\underline{\overline{Q}}_{(+\theta)}^{xy}; \underline{\overline{Q}}_{(-\theta)}^{xy}$ las matrices de la ley de comportamiento de las subcapas orientadas a $+\theta$ y $-\theta$, respectivamente, y $\underline{\overline{Q}}^{xy}$ la matriz de comportamiento de la capa principal.

Una vez obtenida la matriz de comportamiento para cada lámina que formará parte del laminado que constituye el tubo, podemos ahora calcular las matrices de rigidez del laminado mediante la aplicación de la teoría de laminados. Las matrices de comportamiento de las láminas que constituyen el tubo son todas iguales, dado que todas las capas van a estar orientadas un ángulo θ , de modo que las expresiones que determinan los elementos de las matrices de rigidez del laminado pueden simplificarse. Por otro lado, el laminado formado mediante este proceso de fabricación va a ser un laminado simétrico *angle-ply*, por lo que los términos de la matriz \underline{B} van a ser nulos, y por consiguiente los efectos de laja y placa van a estar desacoplados. Con estas consideraciones, la ley de comportamiento del laminado viene determinada por la expresión (2.3.4) recogida en [6]:

$$\begin{bmatrix} N_x \\ N_y \\ N_{xy} \\ M_x \\ M_y \\ M_{xy} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_{11} & A_{12} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ A_{12} & A_{22} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & A_{66} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & D_{11} & D_{12} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & D_{12} & D_{22} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & D_{66} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \varepsilon_x^0 \\ \varepsilon_y^0 \\ \gamma_{xy}^0 \\ k_x^0 \\ k_y^0 \\ k_{xy}^0 \end{bmatrix} \quad (2.3.4)$$

Donde el primer miembro de la ecuación matricial anterior representa los esfuerzos a los que esta sometido el laminado, el segundo la matriz de rigidez del laminado, y el tercer término recoge las deformaciones que sufre el laminado, representando los tres primeros términos $(\varepsilon_x^0, \varepsilon_y^0, \gamma_{xy}^0)$ los alargamientos y distorsiones el laminado, y los tres términos siguientes (k_x^0, k_y^0, k_{xy}^0) las curvaturas de flexión y torsión [9]. Una representación de la dirección y el sentido positivo de los diferentes esfuerzos internos que sufre el laminado se muestra en la figura 2.3.1.

Por otro lado, los términos de la matriz de la ley de comportamiento del laminado se calculan mediante las siguientes expresiones (2.3.5) y (2.3.6) mostradas a continuación y recogidas en [6].

2. Cálculo estructural de la suspensión

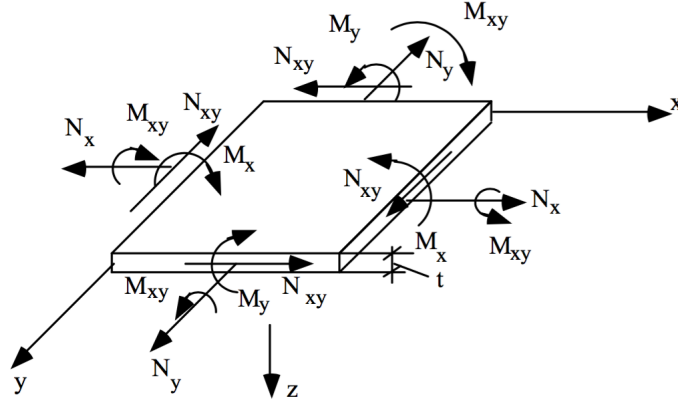


Figura 2.3.1.: Esfuerzos internos del laminado [9].

$$A_{ij} = \sum_{k=1}^{k=n} (z_k - z_{k-1}) \bar{Q}_{ij}^{xy} \quad (2.3.5)$$

$$D_{ij} = \sum_{k=1}^{k=n} (z_k^3 - z_{k-1}^3) \bar{Q}_{ij}^{xy} \quad (2.3.6)$$

Donde el parámetro z_k determina la posición de cada lámina según el eje z , es decir, la altura a la que se encuentra cada capa.

Finalmente, una vez que ya se ha caracterizado el laminado es posible obtener unas propiedades elásticas isotrópicas equivalentes del tubo de carbono, es decir, un módulo elástico y un coeficiente de Poisson equivalentes. En primer lugar, para el cálculo del módulo de elasticidad equivalente, se empleará la expresión (2.3.7), la cual se utiliza para calcular el módulo de elasticidad equivalente para vigas de sección de pared delgada de material compuesto. En segundo lugar para calcular el coeficiente de Poisson equivalente, se utilizará la expresión (2.3.8), que calcula el coeficiente de Poisson de una lámina de material compuesto en ejes no principales de la lámina.

$$E_{eq} = \frac{1}{a_{11}^{-1} e} \quad (2.3.7)$$

$$\nu_{eq} = E_{eq} \left[\frac{\nu_{12}}{E_{11}} (\sen^4 \theta + \cos^4 \theta) - \left(\frac{1}{E_{11}} + \frac{1}{E_{22}} - \frac{1}{G_{12}} \right) \cos^2 \theta \sen^2 \theta \right] \quad (2.3.8)$$

Donde a_{11}^{-1} es el elemento (1,1) de la inversa de la matriz de rigidez del laminado, y e es el espesor del laminado de valor 1,5 mm.

Sustituyendo en las expresiones desarrolladas anteriormente los valores numéricos recogidos en las tablas 1.3 y 1.4 se obtienen los siguientes valores:

$$\underline{Q}^{12} = \begin{bmatrix} 228976,87 & 1889,58 & 0 \\ 1889,58 & 6298,59 & 0 \\ 0 & 0 & 5600,00 \end{bmatrix}$$

2. Cálculo estructural de la suspensión

$$\underline{\bar{Q}}_{(+\theta)}^{xy} = \begin{bmatrix} 170649,65 & 27858,74 & 65374,21 \\ 27858,74 & 12687,48 & 13101,21 \\ 65374,21 & 13101,21 & 31569,17 \end{bmatrix}$$

$$\underline{\bar{Q}}_{(-\theta)}^{xy} = \begin{bmatrix} 170649,65 & 27858,74 & -65374,21 \\ 27858,74 & 12687,48 & -13101,21 \\ -65374,21 & -13101,21 & 31569,17 \end{bmatrix}$$

$$\underline{\bar{Q}}^{xy} = \begin{bmatrix} 170649,65 & 27858,74 & 0 \\ 27858,74 & 12687,48 & 0 \\ 0 & 0 & 31569,17 \end{bmatrix}$$

$$A = \begin{bmatrix} 271995,11 & 35231,95 & 0 \\ 35231,95 & 16122,92 & 0 \\ 0 & 0 & 40797,58 \end{bmatrix}$$

$$D = \begin{bmatrix} 203996,33 & 26423,96 & 0 \\ 26423,96 & 12092,19 & 0 \\ 0 & 0 & 30598,19 \end{bmatrix}$$

$$E_{eq} = 130003,9564 \text{ MPa}$$

$$\nu_{eq} = 0,337$$

Tras la sustitución de estas constantes equivalentes (E_{eq}, ν_{eq}) en los modelos de cálculo de la suspensión del vehículo, se observó que no existía mucha diferencia entre los esfuerzos internos calculados utilizando las constantes elásticas del acero y las constantes elásticas equivalentes calculadas. Debido a la complejidad que requiere el cálculo no lineal del modelo de elementos finitos (cambios en el mallado según el estado de carga, largos tiempos de cálculo, continuas divergencias del proceso de cálculo, etc), se optó finalmente por mantener las constantes elásticas del acero para extraer los esfuerzos de las vigas que se utilizarán como condiciones de contorno del problema local. Sin embargo, los cálculos realizados en este apartado no han sido en vano, ya que en el Capítulo 3 se desarrollará un modelo analítico del tubo de material compuesto para comparar los resultados obtenidos en los análisis de elementos finitos con unos resultados analíticos.

2.4. Resumen de las cargas en los elementos de la suspensión de estudio.

A continuación se presentan las tablas en las que se recogen los esfuerzos calculados mediante el modelo de Abaqus en los tubos de las estructuras de las suspensiones delanteras y traseras del vehículo para los diferentes estados de carga. Dichos resultados formarán parte de las cargas externas que se aplicarán al problema local de modelado de un tubo genérico de material compuesto carbono-epoxy que forma parte de la estructura del sistema de suspensión. En las tablas aparecen recogidos el valor de cada esfuerzo en el punto inicial de cada barra y en el punto final. El punto inicial (nodo i) corresponde al punto de sujeción al chasis y el punto final (nodo f) corresponde al punto de unión de los tubos a las uniones triangulares.

2. Cálculo estructural de la suspensión

Curva	SF1 (N)		SF2 (N)		SF3 (N)		SM1 (Nm)		SM2 (Nm)		SM3 (Nm)	
Nodo	i	f	i	f	i	f	i	f	i	f	i	f
FAA-TF	-3071,62	-3081,39	24,55	17,07	-340,72	-240,29	0,04	5,30	0,50	73,59	0,00	0,00
FAA-TR	-2511,63	-2517,84	-30,81	-23,39	-270,14	-205,07	-0,05	-6,77	0,41	59,32	0,00	0,00
FAA-BF	-2204,18	-2204,18	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
FAA-BR	-1607,77	-1607,77	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
TIE	443,79	443,79	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
PULL	6781,41	6781,41	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00

Tabla 2.7.: Resumen de los esfuerzos en el estado de curva de la suspensión delantera.

Curva	SF1 (N)		SF2 (N)		SF3 (N)		SM1 (Nm)		SM2 (Nm)		SM3 (Nm)	
Nodo	i	f	i	f	i	f	i	f	i	f	i	f
RAA-TF	736,91	736,91	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
RAA-TR	-7,15	-7,15	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
RAA-BF	-345,02	-345,26	11,82	10,89	31,00	28,57	0,02	3,39	-0,06	-8,89	0,00	0,00
RAA-BR	-1681,00	-1681,40	13,10	8,73	47,50	31,70	0,03	3,26	-0,10	-11,81	0,00	0,00
TOE	734,38	734,38	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
PUSH	-1869,73	-1869,73	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00

Tabla 2.8.: Resumen de los esfuerzos en el estado de curva de la suspensión trasera.

Frenada	SF1 (N)		SF2 (N)		SF3 (N)		SM1 (Nm)		SM2 (Nm)		SM3 (Nm)	
Nodo	i	f	i	f	i	f	i	f	i	f	i	f
FAA-TF	-4460,25	-4465,32	17,15	9,99	-258,40	-150,46	0,03	3,52	0,38	53,03	0,00	0,00
FAA-TR	-796,51	-799,22	-20,82	-19,18	-164,94	-151,97	-0,03	-4,86	0,25	38,48	0,00	0,00
FAA-BF	4726,36	4726,36	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
FAA-BR	-4601,54	-4601,54	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
TIE	349,36	349,36	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
PULL	4721,16	4721,16	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00

Tabla 2.9.: Resumen de los esfuerzos en el estado de frenada de la suspensión delantera.

Aceleración	SF1 (N)		SF2 (N)		SF3 (N)		SM1 (Nm)		SM2 (Nm)		SM3 (Nm)	
Nodo	i	f	i	f	i	f	i	f	i	f	i	f
RAA-TF	796,80	796,80	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
RAA-TR	-1272,73	-1272,73	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
RAA-BF	-2223,85	-2224,01	8,38	4,29	29,65	15,18	0,02	0,01	-0,06	-7,27	0,00	0,00
RAA-BR	3513,83	3513,66	6,95	13,07	20,84	38,19	2,05	2,52	-0,04	-7,50	0,00	0,00
TOE	58,21	58,21	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
PUSH	-1447,20	-1447,20	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00

Tabla 2.10.: Resumen de los esfuerzos en el estado de aceleración de la suspensión trasera.

Se puede observar como los momentos flectores son nulos en los punto donde la estructura se conecta al chasis, ya que ahí la unión se realiza mediante rótulas y en el modelo se ha modelado este tipo de unión. Por otro lado también son nulos en el brazo superior de la suspensión trasera

2. Cálculo estructural de la suspensión

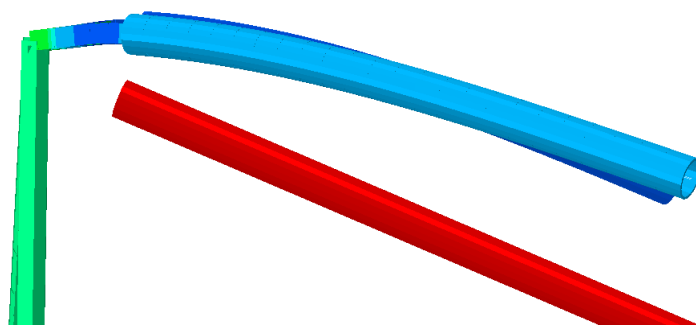


Figura 2.4.1.: Efecto de los esfuerzos de flexión en el triángulo superior de la estructura de la suspensión delantera.

(barras RAA-TF y RAA-TR) y en el brazo inferior de la suspensión delantera (barras FAA-BF y FAA-BR), ya que aunque las barras que forman estos brazos están conectadas mediante uniones triangulares y no directamente mediante rótulas, si la unión entre las barras se produce lo más cerca posible del punto geométrico donde debería de coincidir y las barras están correctamente alineadas, los flectores terminan desapareciendo. Esto es lo que ocurre en el modelo de Abaqus ya que, aunque se ha modelado la unión, la alineación de las barras en el modelo es perfecta, de forma que estas únicamente trabajan con cargas axiales. Este fenómeno es el mismo que se produce en las estructuras trianguladas (cerchas) que forman parte de la estructura del cuerpo de una grúa o de la cubierta de una nave industrial, por ejemplo.

Puede apreciarse como los momentos flectores aparecen en los puntos donde las barras se unen mediante la unión triangular junto con las barras PUSH/PULL. Los axiles que sufren las barras PUSH/PULL actúan en estas uniones haciendo que las otras dos barras (FAA-TF, FAA-TR en la suspensión delantera y RAA-BF, RAA-BR en la suspensión trasera) que van acopladas a la misma unión, tengan que trabajar con esfuerzos flectores para mantener en equilibrio la estructura (ver figura 2.4.1). Puede apreciarse también como los esfuerzos torsores son nulos en todas las barras de la estructura.

Se puede concluir que los esfuerzos que tiene que soportar la estructura de la suspensión delantera son superiores a los que tiene que soportar la estructura de la suspensión trasera. De modo que como un primer filtro para escoger una u otra configuración, se determina que los esfuerzos que formarán parte de las condiciones de contorno del problema local serán los correspondientes a un tubo de la suspensión delantera.

Una vez que se ha escogido entre una u otra configuración, el siguiente paso es determinar cuales van a ser los esfuerzos con los que se va a calcular el tubo de material compuesto. Para facilitar esta selección, se muestra a continuación la tabla 2.11, en la que se recogen las longitudes de cada uno de los tubos que configuran la estructura de la suspensión delantera.

	Longitud (mm)
FAA-TF	287,45
FAA-TR	286,55
FAA-BF	400,28
FAA-BR	405,50
TIE	370,15
PULL	393,21

Tabla 2.11.: Longitudes de los tubos que configuran la estructura de la suspensión delantera.

2. Cálculo estructural de la suspensión

Observando la longitud de cada una de las barras, parece lógico escoger aquellas que son más esbeltas, sobre todo para estudiar los casos de carga en los que se producen axiles de compresión y momentos flectores. El axil máximo de compresión se produce en la barra FAA-BR para el caso de frenada, con un valor de -4601,54 N, además es la barra más esbelta de la estructura. Sin embargo, en ella no se producen momentos flectores por lo que habría que escoger otra barra diferente para estudiar el caso de flexión. Dado que el objetivo del trabajo es observar el comportamiento del tubo de material compuesto ante los esfuerzos que sufre la estructura y comparar los resultados de las dos formas distintas que se utilizan para modelar este tipo de estructuras tubulares, se decide aplicar los momentos flectores máximos que se producen en otros tubos de la estructura a esta misma barra, la barra FAA-BR. Estos momentos flectores corresponden a los que aparecen en la barra FAA-TF para el caso de estado de curva, y en el punto de conexión de la barra con la unión triangular, con un valor de 73,59 Nm.

El mismo razonamiento anterior puede hacerse para determinar el esfuerzo cortante, de modo que se escoge el esfuerzo cortante que se produce en la barra FAA-TF para el caso de curva de valor -340,72 N. No es casualidad que el máximo flector y el máximo cortante aparezcan en la misma barra de la estructura, ya que ambos esfuerzos están relacionados directamente mediante la ecuación de equilibrio de momentos en la barra.

Por último queda determinar el esfuerzo axil de tracción, para ello es fácil comprobar que el máximo esfuerzo de tracción se produce en la barra PULL en el caso de curva, y dado que esta barra tiene una longitud muy similar a la que hemos escogido como barra de referencia (FAA-BR) no es necesario hacer ninguna aclaración al respecto.

Finalmente puede concluirse que los esfuerzos que se utilizarán como condiciones de contorno del problema local de estudio de un tubo de material compuesto carbono-epoxy fabricado mediante *fillament-winding* son:

Axil (tracción)	6781,41 N
Axil (compresión)	-4601,54 N
Cortante	-340,72 N
Flector	73,59 Nm

Tabla 2.12.: Cargas del problema local de modelado de un tubo de material compuesto carbono-epoxy.

En cuanto a las condiciones de contorno en desplazamiento, serán desarrolladas con más detenimiento en el siguiente capítulo en el que se describe la resolución del problema local. A modo de introducción, se establecerán condiciones de contorno de empotramiento ya que la unión de los tubos al chasis se produce mediante uniones articuladas y el hecho de aislar un tubo aplicándole estas cargas provocaría que el sistema no estuviera en equilibrio, el tubo desplazaría como un mecanismo.

3. Análisis local del tubo de material compuesto

En este capítulo se presentan los modelos y los resultados de las simulaciones de los diferentes análisis del problema local de sustitución de la barra de la estructura más crítica por un tubo de material compuesto carbono-epoxy fabricado mediante *fillament-winding*. El tubo de la estructura escogido como elemento más crítico junto con los valores de los esfuerzos internos ya fue detallado en el capítulo anterior. En este capítulo se establecerán conclusiones en base a los resultados de los modelos de análisis local sobre el comportamiento en servicio del tubo de material compuesto.

En el primer apartado (apartado 3.1) de este capítulo se presentan las dos posibles variantes para el modelado de un tubo de material compuesto fabricado mediante *fillament-winding*. Una de ellas permite emular el patrón de tejido que se genera durante el proceso, mientras que la otra variante obvia el patrón de tejido y utiliza capas homogéneas unidireccionales. Ambas posibilidades darán paso a los modelos de elementos finitos que se describirán más adelante en este capítulo.

El apartado 3.2 recoge las condiciones de contornos necesarias que permiten emular las condiciones de contorno reales del problema global de la estructura completa. Las condiciones de contorno en un análisis elástico son de vital importancia, y más aún en un análisis elástico de un material compuesto. El objetivo de este apartado es procurar que las condiciones de contorno del problema local se asemejen a las del problema global con la intención de que los resultados de los modelos locales sean lo más parecidos posibles a los del problema real. Además, aunque ya se detallaron en la última sección del Capítulo 2, se recogen en esta sección un resumen de las cargas que se aplicarán al problema local y que permitirán diferenciar los diferentes análisis que se realizarán al tubo de material compuesto.

En los apartados 3.3 y 3.4 se recogen los resultados de los dos modelos de elementos finitos generados a partir de las dos posibilidades de modelado que existen. Mediante una serie de tablas y gráficas se presentan los resultados de los distintos pasos de carga analizados. El desarrollo completo de los modelos de elementos finitos se recoge en el Apéndice C.

Siguiendo con los modelos de análisis del comportamiento mecánico del tubo aislado, en el apartado 3.5 se plantea la posibilidad de desarrollar un modelo analítico tal y como se procede en [7] mediante la teoría clásica de laminados con el objetivo de tener un tercer punto de vista para comparar los resultados de los análisis de los modelos numéricos.

Finalmente en los apartados 3.6 y 3.7 se procede a comparar los resultados de los modelos numéricos y analítico, así como establecer conclusiones sobre el comportamiento mecánico del tubo bajo los estados de carga analizados en base a las conclusiones procedentes de los análisis.

3.1. Posibilidades de modelado de un tubo fabricado por *fillament-winding*

En el Capítulo 1 en la sección de fundamentos teóricos, tras la descripción del proceso de fabricación de *fillament-winding*, se determinó la existencia de un patrón de tejido romboidal en los tubos resultantes de este proceso de fabricación. En este patrón de tejido podía encontrarse una entidad mínima mediante la cual podría generarse el tejido completo si se propagara en las tres direcciones del espacio. Esta entidad mínima se denomina celda o celdilla unidad.

La celdilla unidad, debido a la cinemática del proceso de fabricación, tenía la peculiaridad de estar compuesta por dos capas unidireccionales (equivalentes en términos volumétricos) de espesor la mitad del espesor de la celda. De modo que, si la entidad mínima del tejido puede desglosarse en dos capas equivalentes unidireccionales, la hipótesis de capas equivalentes puede utilizarse para el conjunto del tejido. Es decir, que cada capa de tejido bidireccional puede descomponerse en dos capas de tejido unidireccionales de espesor la mitad de la capa de tejido. Esta idea, desarrollada con mayor profundidad en la sección de fundamentos teóricos, es la base del desarrollo de los modelos de elementos finitos descritos en esta sección.

El objetivo de esta sección es comparar las dos posibilidades que se presentan para el modelado de un tubo fabricado mediante un proceso de *fillament-winding* con el objeto de poder establecer conclusiones sobre la influencia del patrón de tejido en el comportamiento en servicio del tubo como componente de la estructura de la suspensión del vehículo.

En primer lugar, partiendo de la hipótesis de capas unidireccionales equivalentes en el conjunto del tejido, se realizará un modelo de elementos finitos en Abaqus CAE 6.12 del tubo de material compuesto donde la secuencia de apilado seguirá la hipótesis capas equivalentes unidireccionales. Esta variante para modelar los productos de este proceso de fabricación es similar a la utilizada por la empresa fabricante de los tubos de *fillament-winding* que integraban la estructura de la suspensión delantera del monoplaza cuando esta colapsó en una frenada. Además han participado en la fabricación de los larguerillos que configuran el paquete aerodinámico del monoplaza durante dos temporadas. La labor de esta empresa, Racormance, es el diseño y fabricación de cuadros de bicicletas de material compuesto con fibra combinada de carbono y basalto, donde los componentes de los cuadros han sido fabricados mediante *fillament-winding*. Dado el excelente resultado que tienen sus productos es necesario tener en cuenta este modelo como referencia para establecer conclusiones sobre el comportamiento en servicio de la estructura tubular.

En segundo lugar, partiendo de la hipótesis de capas unidireccionales equivalentes en la celda unidad y teniendo en cuenta los estudios recogidos en [6, 7], se presenta un modelo de elementos finitos en el que se simula el patrón de tejido generado mediante el proceso de fabricación. El objetivo de este modelo es establecer conclusiones sobre la influencia del patrón de tejido en el comportamiento mecánico del tubo. Como se recoge en [6, 7] y en la mayoría de las investigaciones sobre este popular proceso de fabricación, la disposición del tejido tiene influencias sobre el comportamiento mecánico del producto. Sin embargo, estas investigaciones han sido realizadas sobre piezas cilíndricas de fibra de vidrio y cuya aplicación es almacenar fluidos a alta presión. Dado que no se ha encontrado ninguna investigación donde este tipo de productos sean utilizados con la aplicación de este proyecto, es de gran importancia investigar si el patrón de tejido puede tener influencia sobre el comportamiento mecánico del tubo como componente de una estructura de un sistema de suspensión, ya que a diferencia de los estudios hasta la fecha donde la pieza es sometida a una presión interna, en esta aplicación el componente sufre esfuerzos axiales (compresión y tracción), cortantes y flectores.

Para poder comparar los resultados de ambos modelos, es necesario que las condiciones de

contorno y las fuerzas que se utilicen sean las mismas para ambos casos. De modo que antes de desarrollar los resultados recopilados de ambos modelos se describen las condiciones de contorno y las fuerzas que se aplican a los tubos de ensayo.

3.2. Condiciones de contorno del problema

En esta sección se desarrollan las condiciones de contorno y las fuerzas que van a aplicarse en los modelos de elementos finitos desarrollados en apartados posteriores. Las fuerzas que van a aplicar a los tubos de ensayo ya han sido definidas en la última sección del Capítulo 2 de esta memoria. Sin embargo, con el motivo de concentrar la información necesaria para el desarrollo de los modelos de elementos finitos de los tubos de *fillament-winding*, serán presentadas también en esta sección.

En primer lugar es necesario detallar el sistema de referencia que se empleará para determinar las condiciones de contorno y las cargas sobre el tubo. El sistema de referencia consiste en un sistema de referencia cartesiano donde el plano xy contiene la sección del tubo y el eje z está definido según la dirección axial del mismo, tal y como puede apreciarse en la figura 3.2.1. Este sistema de referencia coincide con el sistema de referencia local del tubo bajo análisis del problema global descrito en el capítulo anterior.

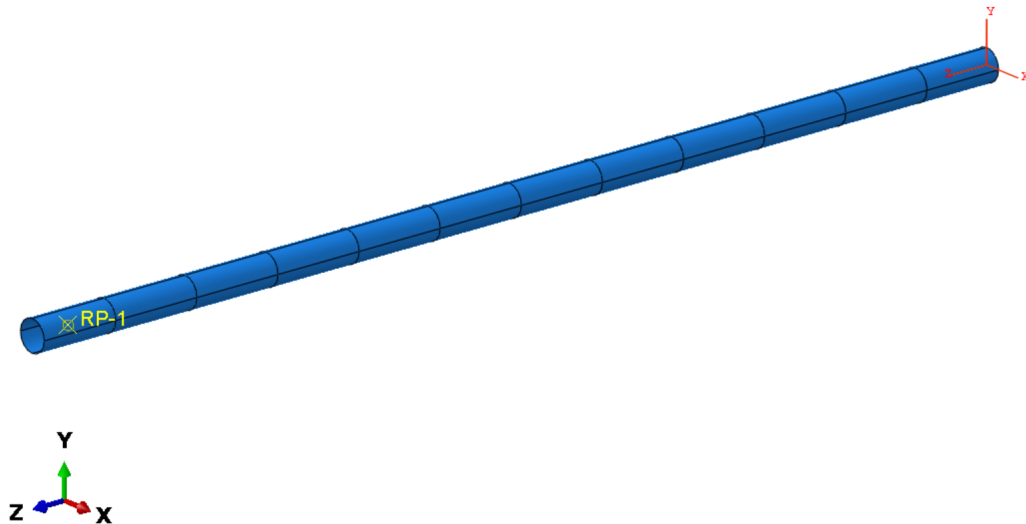


Figura 3.2.1.: Sistema de referencia del tubo aislado.

Las fuerzas que se van a aplicar a los tubos tanto del modelo de celdas como el modelo de capas proceden de la resolución del problema global del cálculo estructural del sistema de suspensión desarrollado en el capítulo anterior. El razonamiento sobre qué tubo será escogido como problema local de estudio y cuales serán las cargas que actúen sobre él ya fue desarrollado en la última sección del capítulo anterior. De modo que las cargas que se utilizarán en el estudio de comportamiento en servicio del tubo de *fillament-winding* aparecen recogidas en la tabla 2.12. Teniendo en cuenta los esfuerzos internos recogidos en esta tabla y conociendo la combinación de estos que se produce en la estructura del sistema de suspensión, con objeto de determinar cual de los dos modelos se considera más adecuado para la caracterización del tubo de material compuesto se ha decidido dividir los casos de carga en cuatro estados diferentes:

- Estado de tracción pura (axil de tracción de valor 6781,41 N según el eje z)

3. Análisis local del tubo de material compuesto

- Estado de compresión pura (axil de compresión de valor 4601,54 N según el eje z)
- Estado de flexión (flector de valor 73,59 Nm según el eje x y cortante de valor -340,72 N según el eje y)
- Estado de multi-carga (axil de compresión de 4601,54 N, flector de 73,59 Nm y cortante de -340,72 N, según los ejes z, x e y, respectivamente)
- Estudio de pandeo (axil de compresión de valor 4601,54 N según el eje z)

Se recuerda que el valor de estas cargas corresponden a los valores de los esfuerzos internos de los tubos de la estructura global, y que por tanto, están referenciados al sistema de referencia local del elemento. Estos valores de esfuerzos internos corresponden a los valores de los esfuerzos internos en el extremo del tubo donde se produce la unión con el otro tubo dando como resultado un brazo del sistema de suspensión, de modo que será en el extremo del tubo analizado en esta sección donde se aplicarán estas cargas.

El hecho de analizar los estados de tracción y flexión pura es debido a que son los esfuerzos internos predominantes en la estructura, por lo que comprobar si ambos modelos reportan resultados similares ante estos casos de carga es de suma importancia. En segundo lugar, aplicar sobre el tubo un cortante y un flector de forma aislada, viene motivado por el hecho de comprobar si existen divergencias en los resultados reportados por ambos modelos antes de aplicar el estado de multi-carga, que es el estado de carga que soporta el tubo de la estructura con mayor sollicitación. Por último, al estar analizando una barra de sección tubular esbelta y sometida a compresión, se considera de suma importancia conocer los valores de las cargas críticas de pandeo que esta puede soportar, ya que se sospecha que la rotura catastrófica de la estructura en aquella ocasión pudo estar ocasionada por problema de pandeo de ciertas barras.

Por otro lado, se determinó que el tubo que será objeto de estudio del problema local sería FAA-BR, es decir, el tubo delantero que forma parte del brazo inferior de la suspensión delantera del monoplaza, siendo su longitud 405,5 mm (ver figura). Sin embargo, se ha decidido que la longitud del tubo modelado en el modelo de elementos finitos sea de 400 mm. Las razones son, en primer lugar, que la diferencia entre la longitud del tubo real y la utilizada para modelarlo en Abaqus es insignificante en relación a la longitud total del tubo (5,5 mm frente a 405,5 mm). Por otro lado, aunque en el modelo de capas esto no tenga importancia, en el modelo de celdas se procederá a la simulación del patrón de tejido sobre la superficie del tubo, y con objeto de facilitar la recreación de dicho patrón de tejido es necesario que la longitud del tubo sea un número entero.

Finalmente hay que determinar las condiciones de contorno que se utilizarán para los modelos de elementos finitos. Hay que tener en cuenta que las condiciones de contorno reales del tubo aislado no son implementables en el modelo local, ya que provocarían que el tubo se comportara como un mecanismo haciendo imposible la resolución del problema estático. Se recuerda que las condiciones de contorno reales del tubo aislado se corresponden con una unión articulada con el chasis del monoplaza, donde por lo tanto únicamente están impedidos los tres desplazamientos en un único punto. De modo que ante esta situación se ha decidido trabajar con condiciones de contorno de empotramiento.

Es bien sabido la importancia que tienen las condiciones de contorno en la resolución de un problema elástico. Las condiciones de contorno han de asemejarse lo mayor posible a las del problema real con el objetivo de obtener unos resultados fiables y coherentes. Esta afirmación tiene mayor relevancia en materiales compuestos, donde debido al acoplamiento de efectos de laja y placa en los laminados las condiciones de contorno pueden variar en varios órdenes de magnitud los resultados del análisis. Sin embargo, teniendo en cuenta que en primer lugar se

3. Análisis local del tubo de material compuesto

esta trabajando con un laminado simétrico angle-ply los efectos de laja y placa no estarán acoplados, por lo que al aplicar un esfuerzo axial al laminado no aparecerán deformaciones de curvatura en el tubo. En segundo lugar, los esfuerzos internos principales que se producen en el tubo son de tipo axial, por lo que unas condiciones de empotramiento permiten simular con gran exactitud las condiciones de contorno real del problema. Finalmente, como última justificación a estas condiciones de contorno de empotramiento, se recuerda que el objetivo de este capítulo es comparar las dos variantes de modelado de un tubo fabricado mediante *fillament-winding* de modo que mientras se apliquen las mismas condiciones de contorno a ambos modelos podrán obtenerse conclusiones acerca de cual de las dos variantes es más recomendable utilizar para la aplicación de este proyecto: diseñar una estructura de un sistema de suspensión de material compuesto carbono-epoxy.

Al igual que ocurre con los tubos que forman la estructura de acero del sistema de suspensión, los tubos que formaron parte del sistema de suspensión del ART-15 y estaban fabricados de material compuesto también era necesario ensamblarlos para conformar la estructura. A diferencia de la estructura de acero donde las uniones se realizan mediante un proceso de soldadura, en este caso es necesario recurrir a las uniones adhesivas para fabricar los brazos del sistema de suspensión. Sin duda la buena visión que se tiene de los materiales compuestos en cuanto a su comportamiento estructural se ve deteriorada por la complejidad que aparece al unir componentes de material compuesto, donde se suele recurrir a técnicas como la utilización de adhesivos, uniones atornilladas o remachadas. No es objeto de este proyecto estudiar las uniones de los tubos de material compuesto para ensamblar la estructura pero si es importante tenerla en cuenta para la aplicación de las condiciones de contorno.

Las uniones entre los tubos y el chasis, y entre los propios tubos de material compuesto, se realizaron mediante unos insertos de aluminio con un diámetro menor al diámetro interior del tubo, para que entre ambas superficies existiera el espesor de adhesivo adecuado (ver figura 3.2.2). Estos insertos tenían una longitud de pegado de unos 33 mm, por lo que las condiciones de contorno y las cargas se aplicarán sobre una zona de la superficie interior del tubo con una longitud similar a la superficie de pegado de los insertos (30 mm en el modelo de capas y 28,57 mm en el modelo de celdas). Para ello se utilizarán conectores como los utilizados en el modelo del cálculo estructural desarrollado en el Capítulo 2 (ver figura 3.2.3 y Apéndice B).

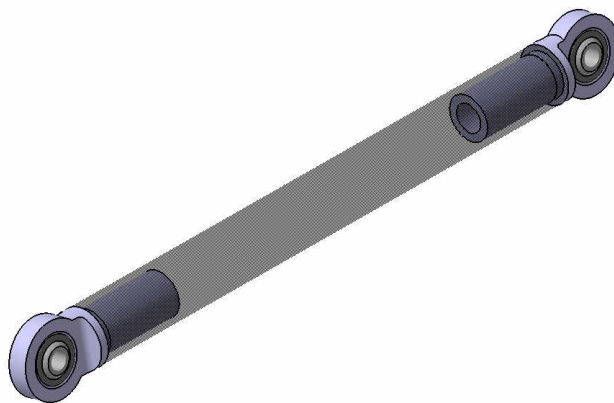


Figura 3.2.2.: Insertos de aluminio sobre los extremos del tubo de material compuesto.

3. Análisis local del tubo de material compuesto

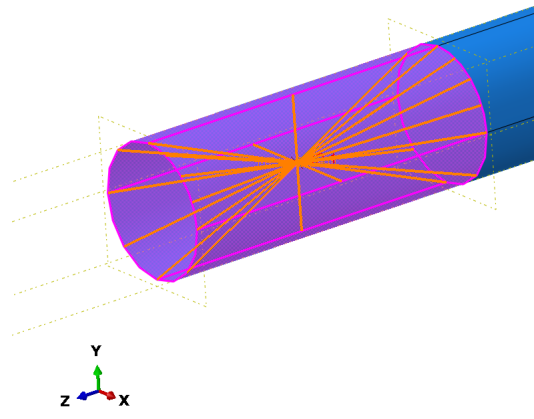


Figura 3.2.3.: Conector MPC tipo *beam* para modelar la unión inserto-tubo.

3.3. Modelo de capas

Este modelo consiste en la aplicación de la hipótesis de capas equivalentes en términos volumétricos desarrollada sobre la celdilla unidad y extendida a lo largo del tejido completo del tubo. Por lo que teniendo en cuenta el número de capas y la secuencia de apilado definida en la tabla 1.3 del Capítulo 1, se procederá a la definición de una secuencia de apilado en Abaqus CAE 6.12 en la que el número de capas será el doble (12 capas), de orientaciones unidireccionales y espesores la mitad que la capa de tejido bidireccional. Esta secuencia de apilado se recoge en la tabla 3.1 mostrada a continuación.

Capa bidireccional	Capa unidireccional	Ángulo de orientación, θ ($^{\circ}$)	Espesor (mm)	z_k (mm)	z_{k-1} (mm)
1	1	22,408	0,125	0,125	0
	2	-22,408	0,125	0,25	0,125
2	3	22,408	0,125	0,375	0,25
	4	-22,408	0,125	0,5	0,375
3	5	22,408	0,125	0,625	0,5
	6	-22,408	0,125	0,75	0,625
4	7	22,408	0,125	0,875	0,75
	8	-22,408	0,125	1	0,875
5	9	22,408	0,125	1,125	1
	10	-22,408	0,125	1,25	1,125
6	11	22,408	0,125	1,375	1,25
	12	-22,408	0,125	1,5	1,375

Tabla 3.1.: Secuencia de apilado, espesor y orientaciones del modelo de capas.

Un valor que puede llamar la atención de esta secuencia de apilado es que el plano de cota cero (*Offset* en Abaqus) no se encuentre en el plano medio del laminado, si no que esté ubicado en la capa inferior del laminado (*Bottom surface*). El motivo de ubicarlo en esta posición está relacionado con la geometría con la que se va a modelar el tubo de material compuesto y la aplicación de las condiciones de contorno y cargas sobre el tubo.

La geometría que se va a utilizar para modelar el tubo de material compuesto, tanto en este modelo de capas como en el modelo de celdas, consiste en una geometría tipo *shell* creada

3. Análisis local del tubo de material compuesto

mediante un proceso de extrusión. Al utilizar este tipo de geometría para definir una secuencia de apilado en Abaqus el software utiliza la superficie *shell* como plano de cota cero del apilado. Por otro lado, las condiciones de contorno y las cargas serán aplicadas en la geometría tipo *shell* de forma que, tal y como ocurre en el problema real con los insertos de aluminio, las fuerzas que aparecen en el tubo son transmitidas mediante el adhesivo a la primera capa de laminado. Por lo tanto, teniendo en cuenta que Abaqus aplica las cargas sobre la geometría *shell* y que en el problema real estas se transmiten por la primera capa de tejido, se ha decidido ubicar el plano de cota cero del laminado en la superficie inferior, de forma que coincida con la primera capa de laminado tal y como ocurre en el problema real. Un esquema de la secuencia de apilado en la que se muestra el plano de cota cero puede apreciarse en la figura 3.3.1.

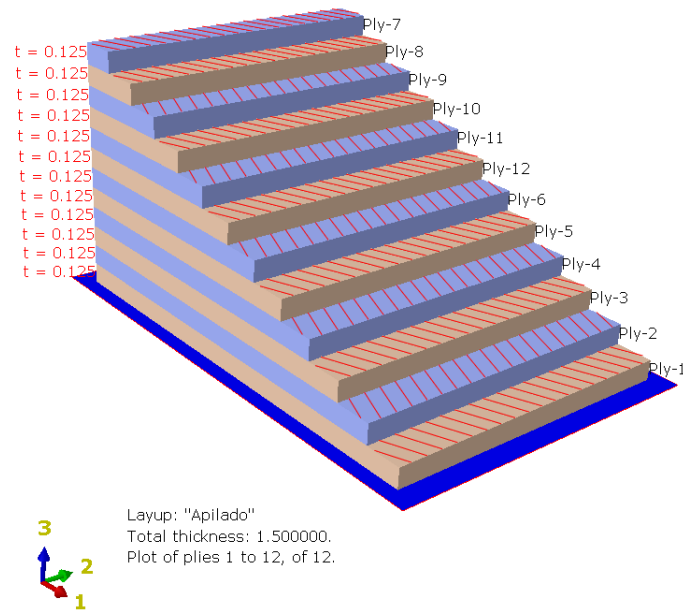


Figura 3.3.1.: Esquema de la secuencia de apilado del modelo de capas y sistema de referencia local del material.

Al trabajar con un modelo de geometría tipo *shell* se está trabajando bajo la hipótesis de tensión plana, de forma que los resultados en tensiones que se obtendrán al analizar los diferentes pasos de carga corresponderán a los valores de σ_{11} , σ_{22} y σ_{12} , ya que σ_{33} , σ_{23} y σ_{13} son nulas debido al estado de tensión plana. Siendo σ_{11} la tensión en la dirección de las fibras, σ_{22} la tensión en la dirección perpendicular a las fibras y σ_{12} la tensión tangencial al plano de normal 1 que es la dirección de las fibras.

Por otro lado, los resultados que se presentan a continuación han sido extraídos de las capas del laminado situadas a una distancia de los extremos del tubo del orden de la longitud de la zona de aplicación de las cargas y las condiciones de contorno, siendo esta longitud de aproximadamente unos 30 mm. El motivo de extraer los resultados en esta zona es evitar el gradiente de tensiones y los picos de tensión que se producen por consecuencia de las aplicaciones de las condiciones de contorno y de las cargas en algunos elementos durante la discretización del tubo. Utilizar los resultados de esta zona como valores de referencia no permitiría extraer conclusiones exactas sobre el comportamiento del laminado en servicio. Esto no es más que una aplicación del principio de Saint-Venant (1855).

Como se ha mencionado en la sección anterior, se van a simular cuatro pasos de carga diferentes con el objetivo de extraer conclusiones sobre el comportamiento en servicio del tubo bajo

3. Análisis local del tubo de material compuesto

específicos estados de carga. Los resultados de este modelo son de vital importancia por varios motivos. En primer lugar porque es un modelo similar al utilizado por la empresa fabricante de los tubos utilizados en este proyecto y los cuales implementan en su producto estrella, que es la fabricación de cuadros de bicicleta normalmente para el sector de la competición. En segundo lugar, los resultados de este modelo se utilizarán para determinar las condiciones de contorno necesarias para la resolución de un modelo analítico con el fin de comparar los resultados de los modelos de elementos finitos. Como se verá cuando se detalle el modelo de cálculo analítico, la peculiaridad de las condiciones de contorno del tubo aislado hace imposible obtener unas entradas en tensiones para resolver el problema analítico tal y como se detalla en [7], de modo que mediante las tensiones obtenidas en el modelo de capas se procederá a la resolución de un cálculo analítico del laminado donde se implementa la hipótesis de capas equivalentes con el fin de obtener una solución fiable del problema y poder comparar los resultados desde un tercer punto de vista.

A continuación se presentan los resultados de los diferentes estados de carga para el modelo de capas equivalentes. Una interpretación más amplia de los mismos, junto con una comparación con los resultados obtenidos del modelo de celdas se hará en secciones posteriores de este capítulo.

3.3.1. Tracción pura

En la tabla 3.2 que aparece a continuación, se recogen los resultados del campo de tensiones calculado para el caso de tracción pura, donde tanto las cargas que actúan sobre el sistema como las condiciones de contorno, han sido descritas anteriormente. Los valores de las componentes del tensor de tensiones para el caso de tensión plana, tanto en este caso como en el caso de compresión pura, son constantes en cada una de las capas y a lo largo de la longitud del tubo.

Lámina	σ_{11} [MPa]	σ_{12} [MPa]	σ_{22} [MPa]
1	118,13	-14,60	-10,43
2	150,06	13,02	-11,05
3	117,17	-14,65	-10,41
4	151,03	12,97	-11,07
5	116,21	-14,70	-10,39
6	151,99	12,92	-11,09
7	112,83	-14,87	-10,33
8	113,30	-14,84	-10,33
9	153,93	12,83	-11,12
10	114,28	-14,80	-10,35
11	152,96	12,87	-11,10
12	115,24	-14,75	-10,37

Tabla 3.2.: Campo de tensiones del modelo de capas para el estado de tracción pura (σ_{11} : tensión normal en la dirección de las fibras, σ_{22} : tensión normal en la dirección perpendicular a las fibras).

3.3.2. Compresión pura

A continuación, se presentan en la tabla 3.3 los resultados del campo de tensiones calculado en cada una de las capas. Estos valores, como el en caso de tracción pura, son constantes en

3. Análisis local del tubo de material compuesto

cada una de las capas y a lo largo de toda la dirección del tubo.

Lámina	σ_{11} [MPa]	σ_{12} [MPa]	σ_{22} [MPa]
1	-80,16	9,91	7,08
2	-101,82	-8,83	7,50
3	-79,51	9,94	7,06
4	-102,48	-8,80	7,51
5	-78,85	9,97	7,05
6	-103,13	-8,77	7,52
7	-76,55	10,09	7,01
8	-76,88	10,07	7,01
9	-104,45	-8,70	7,55
10	-77,54	10,04	7,03
11	-103,79	-8,74	7,53
12	-78,19	10,01	7,04

Tabla 3.3.: Campo de tensiones del modelo de capas para el estado de compresión pura (σ_{11} : tensión normal en la dirección de las fibras, σ_{22} : tensión normal en la dirección perpendicular a las fibras).

Tanto en este caso de carga como en el anterior de tracción pura se han extraído como resultado los valores de σ_{11} , σ_{12} y σ_{22} como puede apreciarse en las tablas 3.2 y 3.3. Sin embargo, el valor de σ_{12} sólo se utilizará para el desarrollo de un modelo analítico donde se extraerán resultados aplicando la teoría clásica de laminados y según se procede en el artículo [7]. El modelo analítico será expuesto en la última sección de este capítulo antes de comparar los resultados de los tres modelos.

3.3.3. Flexión

Los resultados del estado de flexión no se presentan en forma de tabla como en los estados de tracción y compresión pura. El hecho de que en este estado las condiciones de contorno sean una fuerza en el plano de la sección del tubo y un flector, provocan que el campo de tensiones no sea constante a lo largo del tubo, sino lineal. De modo que ante esta situación se ha decidido presentar estos resultados de un modo más gráfico mediante la representación de la evolución de las componente σ_{11} y σ_{22} del tensor de tensiones a lo largo de la longitud del tubo.

Al tratarse de un caso de flexión pura, una mitad del tubo estará sometida a tensiones de tracción y la otra a mitad a tensiones de compresión, entendiendo las dos mitades del tubo como las resultantes de seccionar el tubo con un plano diametral. Además, debido a las condiciones de contorno, estos valores en ambas mitades serán iguales pero de signos opuestos (ver leyenda de figura 3.3.2), por lo que la representación de la evolución lineal únicamente se hará sobre la mitad del tubo sometida a tracción.

En las figuras 3.3.3 y 3.3.4 se recogen las evoluciones de las tensiones σ_{11} (S11) y σ_{22} (S22) en la mitad del tubo a tracción para el caso de flexión para las capas primera y última del laminado. Las gráficas que recogen la evolución completa de ambas variables en cada capa del laminado se encuentran en el Apéndice D. Se ha decidido incluir en este apartado únicamente las gráficas correspondientes a las capas 1 y 10 para comprobar como aumentan los valores de σ_{11} (S11) y σ_{22} (S22) a medida que se toman capas más alejadas del eje axial del cilindro.

3. Análisis local del tubo de material compuesto

Tal y como ocurre en un problema de flexión convencional, las zonas de la sección transversal más alejadas de la línea neutra son las que sufren mayores tensiones normales debidas a la flexión.

No se recogen en la representación la longitud del tubo que corresponde a los extremos donde se aplican las condiciones de contorno ya que carece de interés, dado que el valor de las variables σ_{11} y σ_{22} es nulo en esa zona. De hecho, puede apreciarse la evolución continua de la variable cuando se aproxima a dichos extremos haciendo tender su valor a cero.

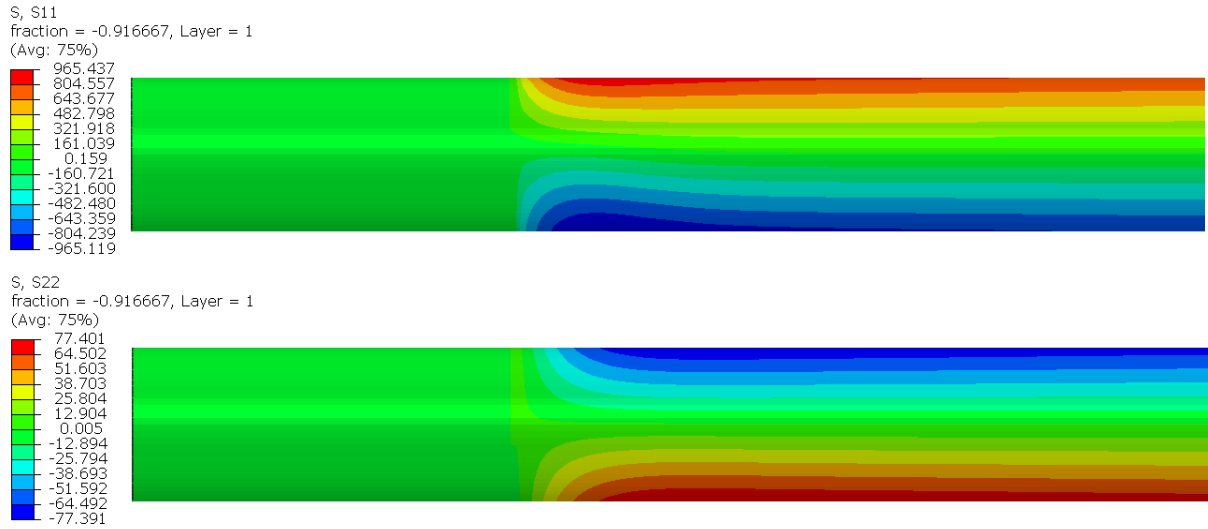


Figura 3.3.2.: Evolución de σ_{11} (imagen superior, S11) y σ_{22} (imagen inferior, S22) en las dos mitades diametrales del tubo en la primera capa del laminado para el caso de flexión en el modelo de capas (σ_{11} : tensión normal en la dirección de las fibras, σ_{22} : tensión normal en la dirección perpendicular a las fibras).

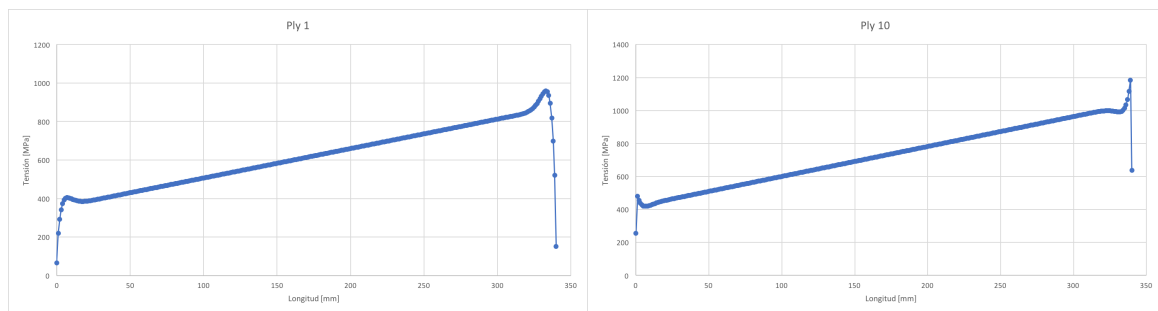


Figura 3.3.3.: Evolución de σ_{11} a lo largo de la longitud del tubo en las capas 1 (izquierda) y 10 (derecha) del laminado para el caso de flexión en el modelo de capas (σ_{11} : tensión normal en la dirección de las fibras, σ_{22} : tensión normal en la dirección perpendicular a las fibras).

3. Análisis local del tubo de material compuesto

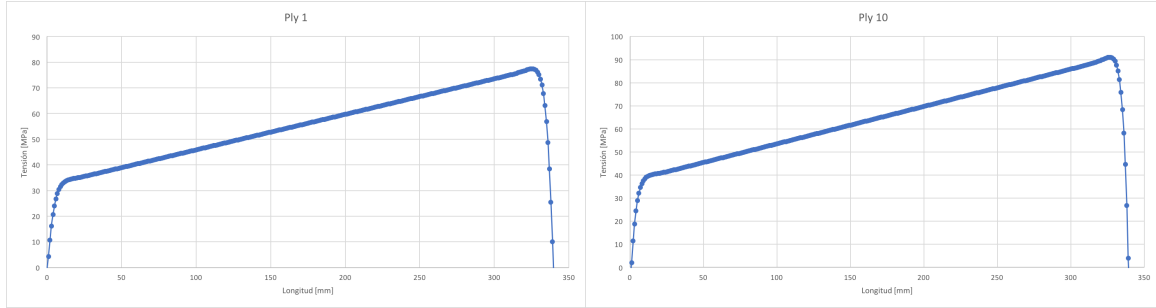


Figura 3.3.4.: Evolución de σ_{22} a lo largo de la longitud del tubo en las capas 1 (izquierda) y 10 (derecha) del laminado para el caso de flexión en el modelo de capas (σ_{11} : tensión normal en la dirección de las fibras, σ_{22} : tensión normal en la dirección perpendicular a las fibras).

3.3.4. Multi-Carga

A diferencia del estado de flexión con cortante, donde en ambas mitades del tubo tenían un comportamiento antisimétrico, en este caso la introducción del esfuerzo de compresión da como resultado que los valores tensionales de compresión sean superiores a los de tracción para el caso de σ_{11} , y que los valores de tracción para el caso de σ_{22} sean superiores a los de compresión (ver figura 3.3.5). De modo que en lugar de representar en este caso la evolución de las tensiones en la mitad del tubo sometida a valores tensionales de tracción, se ha decidido representar los valores negativos de σ_{11} y los valores positivos de σ_{22} .

Tal y como se procedió en el caso de carga anterior, se han representado en esta sección los valores de las capas 1 y 10 del laminado (figuras 3.3.6 y 3.3.7), donde puede apreciarse el aumento de los valores de las mismas a medida que se observan en las capas más exteriores de la sección transversal. El resto de gráficas pueden encontrarse en el Apéndice D.

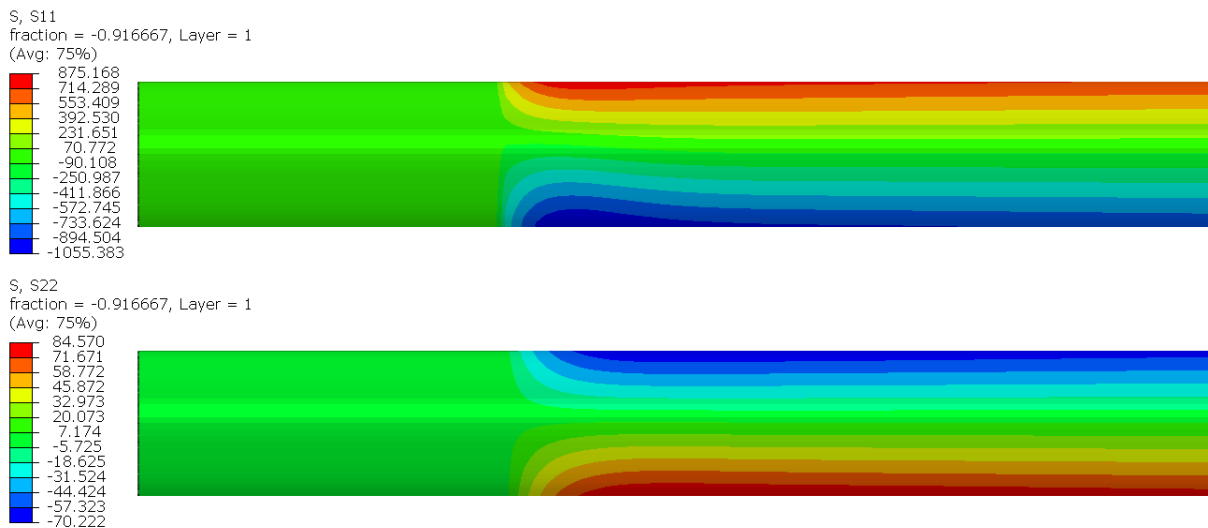


Figura 3.3.5.: Evolución de σ_{11} (imagen superior, S11) y σ_{22} (imagen inferior, S22) en las dos mitades diametrales del tubo en la primera capa del laminado para el caso de multi-carga en el modelo de capas (σ_{11} : tensión normal en la dirección de las fibras, σ_{22} : tensión normal en la dirección perpendicular a las fibras).

3. Análisis local del tubo de material compuesto

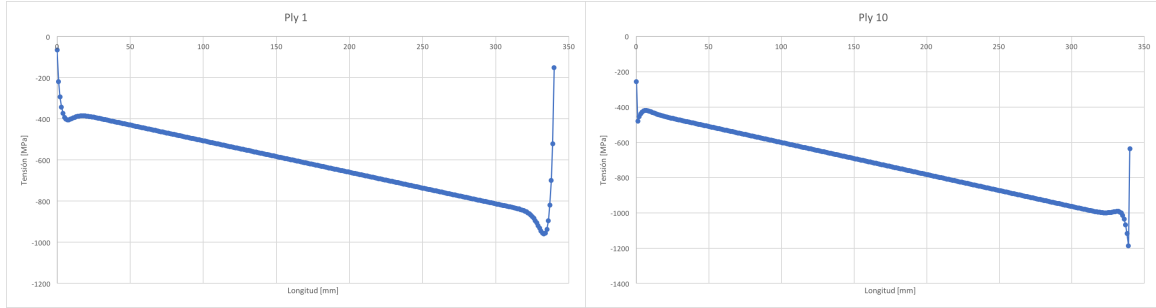


Figura 3.3.6.: Evolución de σ_{11} a lo largo de la longitud del tubo en las capas 1 (izquierda) y 10 (derecha) del laminado para el caso de multi-carga en el modelo de capas (σ_{11} : tensión normal en la dirección de las fibras, σ_{22} : tensión normal en la dirección perpendicular a las fibras).

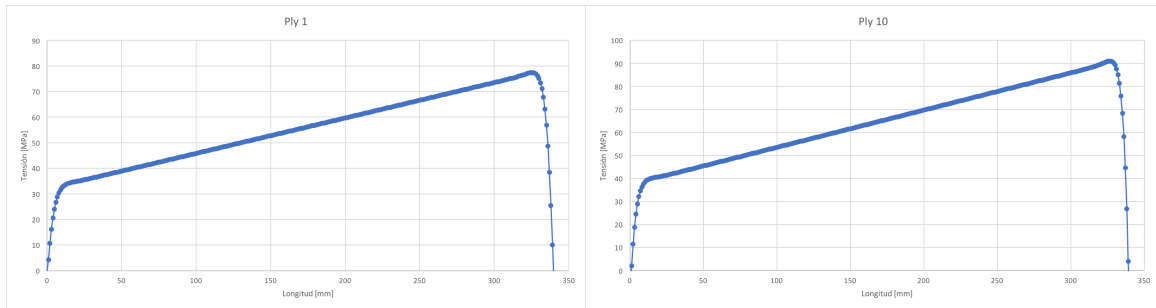


Figura 3.3.7.: Evolución de σ_{22} a lo largo de la longitud del tubo en las capas 1 (izquierda) y 10 (derecha) del laminado para el caso de multi-carga en el modelo de capas (σ_{11} : tensión normal en la dirección de las fibras, σ_{22} : tensión normal en la dirección perpendicular a las fibras).

3.3.5. Pandeo

En este apartado se van a presentar los resultados de los coeficientes de pandeo del tubo aislado de material compuesto. Se entiende por coeficiente de pandeo el factor por el que hay que multiplicar la carga a compresión que sufre el tubo para que esta carga alcance un valor que produzca el fenómeno de inestabilidad por pandeo (carga crítica de pandeo).

El fenómeno de pandeo es uno de los problemas más complejos de la ingeniería estructural y cuya influencia en la resistencia de los elementos estructurales ha sido abordada desde hace siglos (Galileo, 1638; Euler, 1774). Este fenómeno se manifiesta especialmente en barras esbeltas que forman parte de una estructura triangulada y que son sometidas a esfuerzos de compresión y/o flexión, tal y como ocurre en el caso que nos ocupa. La inestabilidad por pandeo se manifiesta cuando las cargas de compresión (y/o flexión) que actúan sobre la barra alcanzan un determinado valor que provoca que desaparezcan las deformaciones según el eje de la barra y aparezcan, repentinamente, grandes desplazamientos propios de una flexión lateral. Estos grandes desplazamientos destruyen la linealidad del problema, dando como resultado que los desplazamientos dejen de tener un carácter axial y que dejen de ser proporcional a la carga, pudiendo además provocar el colapso de la barra y de la estructura global [10].

Como puede deducirse tras la explicación del fenómeno de pandeo, el problema que estamos analizando requiere un cálculo a pandeo detallado ya que posee todas las características idóneas para que este fenómeno se manifieste: estructura de barras trianguladas, barras esbeltas

3. Análisis local del tubo de material compuesto

(longitud del elemento de orden superior a la longitud de la sección de la barra) y presencia de altos esfuerzos de compresión y flexión.

Aunque no se ha mencionado, el estudio del fenómeno de pandeo es un problema cuya solución depende en gran medida de las condiciones de contorno que presente el elemento de estudio. Por lo que, teniendo en cuenta de que el estudio de la barra aislada de la estructura que estamos analizando no presenta exactamente las condiciones de contorno reales del problema, los resultados del análisis a pandeo podrían variar de los que se obtendría si se analizara la estructura en su conjunto, tal y como se hizo en cálculo de la estructura completa de acero. Sin embargo, los resultados extraídos de este análisis local si serán de gran utilidad para determinar la influencia de este fenómeno en el elemento aislado con la secuencia de apilado y número de capas propuesta así como para poder comparar ambas vertientes de modelado de un tubo fabricado mediante filament-winding, que es el objetivo de este capítulo.

Por último, antes de exponer los resultados del análisis a pandeo del tubo, aunque el tubo local que se esta analizando está sometido a esfuerzos axiales de compresión y flexión simultáneamente, para el estudio de pandeo local únicamente se van a tener en cuenta el esfuerzo de compresión. El principal motivo de ello es simplificar el cálculo computacional ya que el objetivo es comparar los resultados de ambos modelos y conocer la influencia de este fenómeno en la barra local, y ya que las condiciones de contorno no son idénticas a las del problema real, no resulta de interés complicar en mayor medida el cálculo. Las condiciones de contorno son exactamente las mismas que para los casos de carga expuestos anteriormente.

Los coeficientes de pandeo asociados a los distintos modos de pandeo de la barra, así como los valores de las cargas críticas de pandeo están recogidos a continuación en la tabla 3.4.

Modo	Coeficiente	Carga crítica [N]
1	0,598	2753,24
2	0,598	2753,24
3	5,329	24520,69

Tabla 3.4.: Resultados del cálculo a pandeo local en el modelo de capas equivalentes.

A partir de los resultados de la tabla 3.4 puede concluirse que los dos primeros modos de pandeo de la estructura corresponden a dos soluciones del cálculo de pandeo simétricas, el sistema colapsa con desplazamientos transversales en la misma dirección pero en sentido opuestos. Por otro lado, los valores de los coeficientes de pandeo asociados a los dos primeros modos dan como resultado un valor de carga crítica algo mayor de la mitad del valor de la carga real de compresión a la que esta sometida el tubo (4601,54 N), es decir, que si nos apoyásemos en estos resultados para determinar si el tubo puede presentar inestabilidad por pandeo quedaría más que demostrado que dicho fenómeno puede aparecer, por lo que sería necesario reforzar la sección transversal aumentando el número de capas y buscando otra secuencia de apilado que diera como resultado un elemento con mayor rigidez a pandeo.

A pesar de estos resultados, hay que aclarar que estos no se corresponden con los del problema real de estudio, ya que habría que realizar un cálculo a pandeo de la estructura global para obtener una solución más fiable dado que las condiciones de contorno no son idénticas, como ya se ha mencionado anteriormente. Este estudio queda fuera de los objetivos de este proyecto y será propuesto como futuras investigaciones sobre esta material al final de esta memoria.

3.4. Modelo de celdas

La base de este modelo consiste en la representación del patrón de tejido sobre la superficie del tubo aplicando la hipótesis de capas equivalentes sobre cada celda unidad con el objetivo determinar la influencia del patrón de tejido sobre el comportamiento en servicio del tubo. Como se recoge en [6, 7] la presencia de un patrón de tejido da como resultado gradientes de tensión dentro de la celdilla unidad los cuales pueden ocasionar picos de tensión que provoquen el colapso del tubo. Sin embargo, como ya se ha mencionado, no se recogen estudios en los que se modele una estructura de estas características con las cargas y las condiciones de contorno de esta aplicación, por lo que el objetivo de este modelo es evaluar los gradientes de tensión que se producen en la celda unidad para comprobar que dicha evolución del campo tensional dentro de la celda se encuentre dentro del margen de la seguridad. No es objetivo ni de este modelo ni de este trabajo estudiar un posible mecanismo de fallo, únicamente obtener resultados del estado tensional.

En primer lugar, para modelar el patrón de tejido sobre la superficie del tubo hay que tener en cuenta el número de celdas unidad que van a dibujarse en la dirección longitudinal del tubo. Para que el modelo sea lo más representativo posible hay que tener en cuenta que el ángulo con el que bobinará la máquina no será exactamente 20° por motivos de resolución del sistema de control de la maquina. Según declara el fabricante, al tratarse este ángulo de bobinado del valor mínimo alcanzado por esta máquina, el sistema de control bobinará con un ángulo unos grados mayor, aproximadamente con unos 22° ó 23° . Teniendo en cuenta este hecho, y que se pretende insertar un número entero de celdas a lo largo de la longitud del tubo, se ha dibujado en un plano un esquema de las dimensiones que ha de tener la celdilla unidad para que el ángulo de las fibras esté comprendido entre 22° y 23° , haya un número entero de celdillas en la dirección axial y el lado menor de la celdilla romboidal mida la longitud de la mitad del perímetro de la sección del tubo, ya que este tubo se ha fabricado con dos celdillas en la dirección circunferencial (ver figura 3.4.1). El objetivo de que exista un número entero de celdas en la dirección longitudinal es principalmente facilitar la edición de la geometría del tubo durante el desarrollo del modelo y aplicar con mayor facilidad las condiciones de contorno.

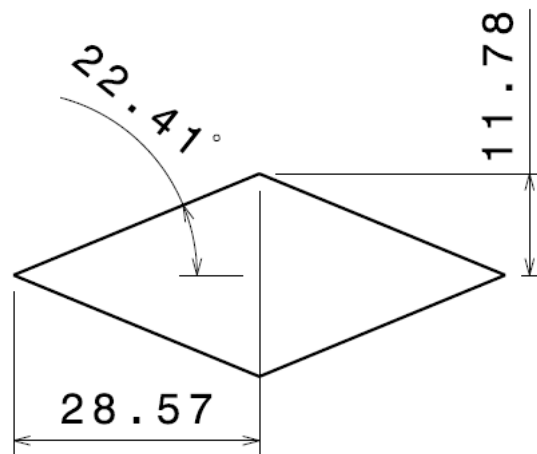


Figura 3.4.1.: Esquema de las dimensiones de la celdilla.

Teniendo en cuenta estas dimensiones, el resultado del número de celdillas para una longitud de 400 mm de tubo es 7 celdas en la dirección axial y 2 celdas en la dirección circunferencial.

3. Análisis local del tubo de material compuesto

En segundo lugar, hay que recordar que dentro de la celda unidad coexisten cuatro capas unidireccionales que son equivalentes a dos capas unidireccionales en términos volumétricos de espesor la mitad del espesor que la capa de tejido real, introducida como parámetro de bobinado a la máquina. Como se vio al describir el patrón de tejido al explicar el proceso de fabricación (Capítulo 1) se expuso que dentro de la celda unidad existe una dirección circunferencial, que divide la celda unidad en dos mitades, y una dirección helicoidal, que separa unas celdas unidad de otras. La dirección circunferencial delimita el cambio de orientación de las fibras dentro de la propia celda unidad, de modo, que dentro de la propia celda unidad encontraremos dos secuencias de apilado distintas separadas por la dirección de ondulado circunferencial. Cambiando la secuencia de apilado dentro de cada celda y distinguiendo cada celda por la dirección de ondulado helicoidal se consigue simular el patrón de tejido a lo largo de toda la superficie del tubo. En las tablas 3.5 y 3.6 se recogen las dos secuencias de apilado distintas que se utilizarán en este modelo. Una de ellas coincide con la secuencia de apilado del modelo de capas, mientras que la otra secuencia de apilado sólo se diferencia en que los ángulos de orientación de cada capa tienen signos opuestos.

Capa bidireccional	Capa unidireccional	Ángulo de orientación, θ ($^\circ$)	Espesor (mm)	z_k (mm)	z_{k-1} (mm)
1	1	22,408	0,125	0,125	0
	2	-22,408	0,125	0,25	0,125
2	3	22,408	0,125	0,375	0,25
	4	-22,408	0,125	0,5	0,375
3	5	22,408	0,125	0,625	0,5
	6	-22,408	0,125	0,75	0,625
4	7	22,408	0,125	0,875	0,75
	8	-22,408	0,125	1	0,875
5	9	22,408	0,125	1,125	1
	10	-22,408	0,125	1,25	1,125
6	11	22,408	0,125	1,375	1,25
	12	-22,408	0,125	1,5	1,375

Tabla 3.5.: Secuencia de apilado 1 del modelo de celdas.

Capa bidireccional	Capa unidireccional	Ángulo de orientación, θ ($^\circ$)	Espesor (mm)	z_k (mm)	z_{k-1} (mm)
1	1	-22,408	0,125	0,125	0
	2	22,408	0,125	0,25	0,125
2	3	-22,408	0,125	0,375	0,25
	4	22,408	0,125	0,5	0,375
3	5	-22,408	0,125	0,625	0,5
	6	22,408	0,125	0,75	0,625
4	7	-22,408	0,125	0,875	0,75
	8	22,408	0,125	1	0,875
5	9	-22,408	0,125	1,125	1
	10	22,408	0,125	1,25	1,125
6	11	-22,408	0,125	1,375	1,25
	12	22,408	0,125	1,5	1,375

Tabla 3.6.: Secuencia de apilado 2 del modelo de celdas.

Como último punto a tener en cuenta antes de presentar los resultados de los diferentes análisis

3. Análisis local del tubo de material compuesto

es necesario hacer una aclaración sobre el comportamiento mecánico del tejido reproducido mediante la extensión de las celdillas unidad. Como se ha mencionado al comienzo de esta sección, cuando en el tubo se aplican cargas externas, aparecen gradientes tanto del campo de tensiones como del de deformaciones dentro de cada celda unidad. Estas variaciones dentro de la celda unidad aparecen siempre con unos valores máximos y mínimos cuya ubicación es constante para todos los casos de carga.

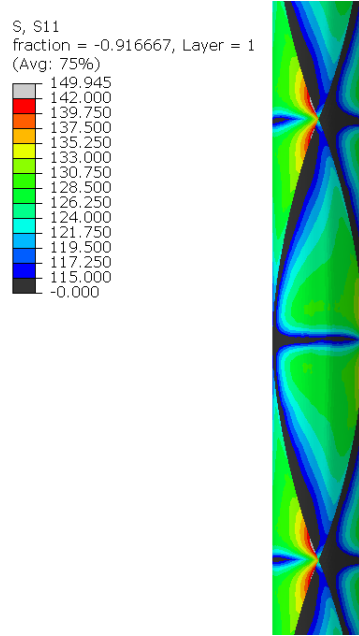


Figura 3.4.2.: Evolución de σ_{11} en una celda unidad para el caso de tracción pura en la primera capa del laminado (σ_{11} : tensión normal en la dirección de las fibras).

En la figura 3.4.2 se recoge la evolución de la tensión normal σ_{11} en una celdilla unidad situada en una zona central del tubo analizado y para el caso de tracción pura. Observando la figura puede apreciarse como existen dos direcciones predominantes para la evolución del valor de σ_{11} a lo largo de la celda unidad, una de ellas se corresponde con la dirección de ondulado helicoidal y otra con la dirección de ondulado circunferencial. Existen cuatro zonas de ondulado helicoidal dentro de la celda unidad, en dos de ellas se produce una evolución creciente del valor de σ_{11} (aquellas situadas a la derecha de la imagen) mientras que en las otras dos zonas el valor de σ_{11} evoluciona decrecientemente (aquellas situadas a la izquierda de la imagen). En las zonas de ondulado helicoidal donde se produce un aumento del valor de σ_{11} este alcanza su valor mínimo en el vértice de la celda situado en la dirección axial del tubo y aumenta hasta alcanzar su valor máximo en el vértice que comparte con la dirección circunferencial de la celda. Finalmente, la segunda dirección en la que se produce una evolución del valor de σ_{11} es la dirección circunferencial. En esta zona puede apreciarse en la imagen que el valor de σ_{11} aumenta desde un vértice de la celda hasta el opuesto, alcanzando su valor máximo exactamente en el mismo punto que el gradiente que existe en la dirección de ondulado helicoidal.

Esta evolución de las magnitudes elásticas y la presencia de los picos de tensión y deformación que aparecen en cada una de las celdas unidad que forman el tejido completo, son la clave para comprender la relevancia de realizar un modelo en el que se modele el patrón de tejido si se pretende afinar el diseño de una estructura cuyos componentes estén fabricados mediante este proceso de fabricación.

3. Análisis local del tubo de material compuesto

El razonamiento expuesto anteriormente puede extenderse también para el resto de magnitudes del campo de tensiones y para la deformaciones que aparecen en la celda unidad. Además, como se ha mencionado anteriormente, este comportamiento de la celda unidad puede encontrarse en cualquier estado de carga de los que se hablará a continuación y en cualquiera de las capas que forman el laminado del tubo bajo estudio, con la única diferencia de que en cada una de las capas del laminado aparecerán valores máximos y mínimos diferentes.

En los siguientes apartados se presentarán los resultados de los análisis a los diferentes estados de carga definidos en la introducción de este capítulo. Al igual que en el modelo de capas, una interpretación más amplia de los mismos y su comparación con los obtenidos en el modelo de capas se realizará en un apartado específico de este capítulo.

3.4.1. Tracción pura

Para poder realizar una interpretación de los resultados lo más detallada posible en este caso caso de carga y en el siguiente de compresión pura, se ha decidido proceder según se recoge en el artículo [7], donde se evalúan los valores máximos, mínimos y medios de σ_{11} y σ_{22} dentro de la celda unidad en las direcciones de ondulado helicoidal y circunferencial.

La ubicación de dichos valores máximos ya ha sido expuesta en esta sección, por lo que a continuación se presentan en las tablas 3.7 y 3.8 los valores máximos, mínimos y medios de dichas variables en ambas direcciones y para cada una de las capas del laminado.

No aparecen recogidos los valores de la variable σ_{12} en ninguno de los casos de carga axial (tracción y compresión pura) ya que este valor sólo será utilizado en el modelo de capas para obtener las condiciones de contorno del modelo analítico, no se empleará para comparar los resultados de los modelos.

Dirección Helicoidal						
	σ_{11} [MPa]			σ_{22} [MPa]		
Lámina	Mínimo	Máximo	Medio	Mínimo	Máximo	Medio
1	116,10	141,13	128,61	-10,30	-11,30	-10,80
2	140,63	167,11	153,87	-10,71	-11,34	-11,02
3	126,05	137,89	131,97	-10,30	-11,01	-10,66
4	137,04	152,27	144,65	-10,86	-11,08	-10,97
5	127,35	134,61	130,98	-10,57	-10,77	-10,67
6	130,96	139,70	135,33	-10,64	-10,97	-10,81
7	130,08	139,45	134,77	-10,68	-10,85	-10,77
8	127,92	132,68	130,30	-10,60	-10,85	-10,73
9	135,83	153,41	144,62	-10,72	-11,33	-11,03
10	122,84	135,74	129,29	-10,48	-11,24	-10,86
11	139,36	168,39	153,87	-10,76	-11,75	-11,26
12	117,65	138,81	128,23	-9,90	-11,49	-10,70

Tabla 3.7.: Valores mínimos, máximos y medios de σ_{11} y σ_{22} en tracción pura en la dirección helicoidal (σ_{11} : tensión normal en la dirección de las fibras, σ_{22} : tensión normal en la dirección perpendicular a las fibras).

3. Análisis local del tubo de material compuesto

Dirección Circunferencial						
	σ_{11} [MPa]			σ_{22} [MPa]		
Lámina	Mínimo	Máximo	Medio	Mínimo	Máximo	Medio
1	93,50	135,44	114,47	-9,75	-11,44	-10,60
2	128,41	167,08	147,74	-10,58	-11,74	-11,16
3	108,50	134,23	121,36	-10,06	-11,18	-10,62
4	129,58	152,24	140,91	-10,62	-11,34	-10,98
5	123,47	133,03	128,25	-10,38	-10,92	-10,65
6	130,77	137,41	134,09	-10,44	-10,91	-10,68
7	128,73	139,93	134,33	-10,55	-10,85	-10,70
8	122,58	132,78	127,68	-10,28	-10,85	-10,56
9	129,42	153,41	141,42	-10,43	-11,44	-10,93
10	107,74	133,11	120,42	-9,96	-11,31	-10,63
11	129,41	168,39	148,90	-10,20	-11,92	-11,06
12	93,01	134,28	113,64	-9,26	-11,54	-10,40

Tabla 3.8.: Valores mínimos, máximos y medios de σ_{11} y σ_{22} en tracción pura en la dirección circunferencial (σ_{11} : tensión normal en la dirección de las fibras, σ_{22} : tensión normal en la dirección perpendicular a las fibras).

3.4.2. Compresión pura

De igual modo que para el caso de tracción pura se presentan a continuación en las tablas los valores mínimos, máximos y medios de las magnitudes tensionales σ_{11} y σ_{22} para el caso de compresión pura.

Dirección Helicoidal						
	σ_{11} [MPa]			σ_{22} [MPa]		
Lámina	Mínimo	Máximo	Medio	Mínimo	Máximo	Medio
1	-78,79	-95,78	-87,28	6,98	7,07	7,02
2	-95,41	-113,39	-104,40	7,21	7,77	7,49
3	-82,60	-93,56	-88,08	6,97	7,52	7,25
4	-92,66	-103,35	-98,00	7,22	7,58	7,40
5	-86,42	-91,34	-88,88	7,17	7,40	7,29
6	-90,55	-93,25	-91,90	7,22	7,44	7,33
7	-89,77	-90,17	-89,97	7,25	7,45	7,35
8	-88,11	-89,53	-88,82	7,19	7,49	7,34
9	-92,16	-104,09	-98,13	7,23	7,70	7,47
10	-86,08	-90,33	-88,21	6,99	7,63	7,31
11	-94,56	-114,25	-104,41	7,19	7,98	7,59
12	-79,89	-91,12	-85,50	6,96	7,80	7,38

Tabla 3.9.: Valores mínimos, máximos y medios de σ_{11} y σ_{22} en compresión pura en la dirección helicoidal (σ_{11} : tensión normal en la dirección de las fibras, σ_{22} : tensión normal en la dirección perpendicular a las fibras).

3. Análisis local del tubo de material compuesto

Dirección Circunferencial						
Lámina	σ_{11} [MPa]			σ_{22} [MPa]		
	Mínimo	Máximo	Medio	Mínimo	Máximo	Medio
1	-63,47	-91,89	-77,68	6,59	7,77	7,18
2	-87,15	-113,39	-100,27	7,18	8,00	7,59
3	-73,61	-91,08	-82,35	6,72	7,56	7,14
4	-87,94	-103,35	-95,64	7,20	7,69	7,45
5	-83,77	-90,26	-87,02	7,04	7,41	7,23
6	-88,73	-93,25	-90,99	7,16	7,40	7,28
7	-89,45	-93,94	-91,69	7,16	7,46	7,31
8	-83,19	-89,53	-86,36	6,97	7,51	7,24
9	-88,64	-104,09	-96,36	7,08	7,76	7,42
10	-73,12	-90,33	-81,72	6,63	7,67	7,15
11	-87,81	-114,25	-101,03	6,92	8,09	7,51
12	-63,04	-91,12	-77,08	6,29	7,83	7,06

Tabla 3.10.: Valores mínimos, máximos y medios de σ_{11} y σ_{22} en compresión pura en la dirección circunferencial (σ_{11} : tensión normal en la dirección de las fibras, σ_{22} : tensión normal en la dirección perpendicular a las fibras).

3.4.3. Flexión

En este caso de caso de carga y tal y como se expuso en el mismo caso de carga pero en el modelo de capas, los resultados extraídos del análisis se presentarán en forma gráfica en lugar de a modo de tablas dada la evolución lineal que presentan las componentes σ_{11} y σ_{22} del tensor de tensiones.

Al igual que ocurre en el modelo de capas y en un tubo sometido a flexión, en este caso también aparecen dos mitades diametrales del tubo sometidas a tracción y compresión iguales en valor absoluto (ver figura 3.4.3). Sin embargo, a diferencia del modelo de capas donde se apreciaba una evolución lineal sencilla, la existencia de un gradiente de tensiones dentro de cada celda unidad provoca que no sea una evolución lineal representada matemáticamente por una recta, sino que la representación gráfica por la existencia del tejido en el modelo pase a ser lineal pero con la presencia de picos y valles indicando la existencia de valores mínimos y máximos dentro de cada celda unidad.

Los gradientes de tensión son menos acentuados en este caso de flexión y en el siguiente caso de carga en el que se incluye un esfuerzo de compresión. Sin embargo, estas variaciones de las magnitudes dentro de las celdas siguen existiendo como puede apreciarse en la figura 3.4.4.

3. Análisis local del tubo de material compuesto

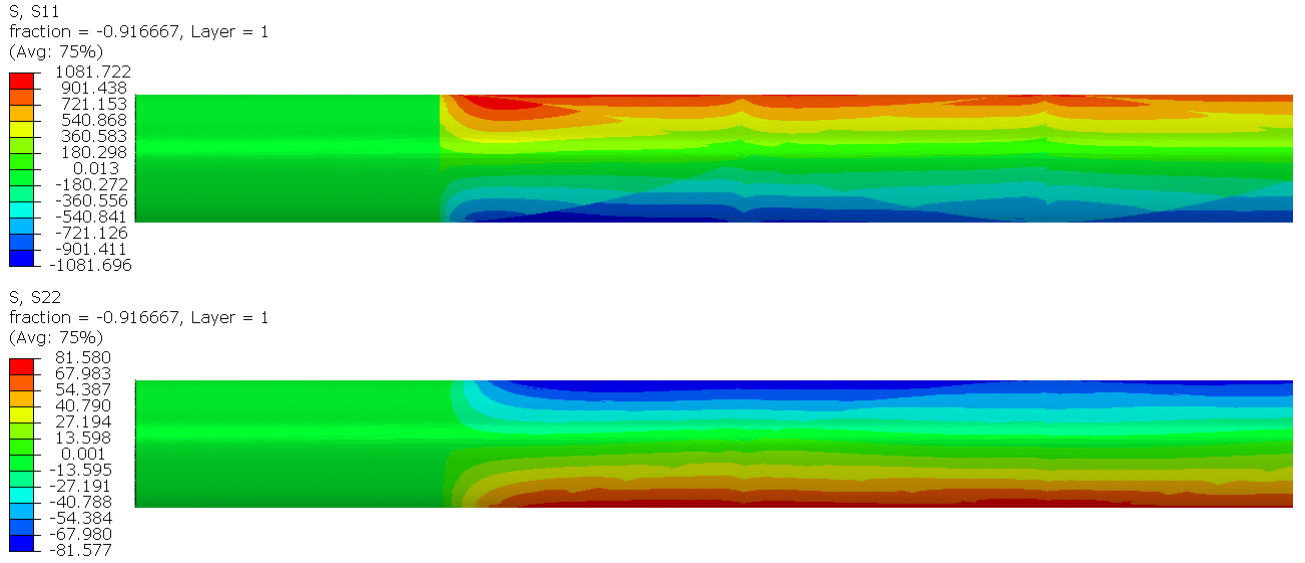


Figura 3.4.3.: Evolución de σ_{11} (imagen superior, S11) y σ_{22} (imagen inferior, S22) en las dos mitades diametrales del tubo en la primera capa del laminado para el caso de flexión en el modelo de celdas (σ_{11} : tensión normal en la dirección de las fibras, σ_{22} : tensión normal en la dirección perpendicular a las fibras).

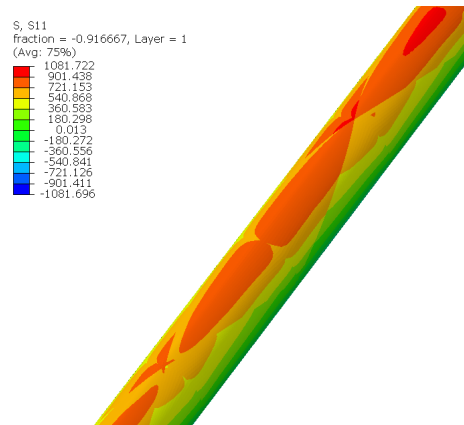


Figura 3.4.4.: Gradiente de tensión de la tensión normal σ_{11} en el caso de flexión en la primera capa del laminado (σ_{11} : tensión normal en la dirección de las fibras).

Del mismo modo que en el modelo de capas se ha decidido representar la evolución únicamente en las capas 1 y 10 para observar el aumento del valor de las tensiones normales debidas a la flexión (ver figuras 3.4.5 y 3.4.6). El resto de representaciones correspondientes a la evolución de σ_{11} y σ_{22} a lo largo de la longitud del tubo puede encontrarse en el Apéndice D.

3. Análisis local del tubo de material compuesto

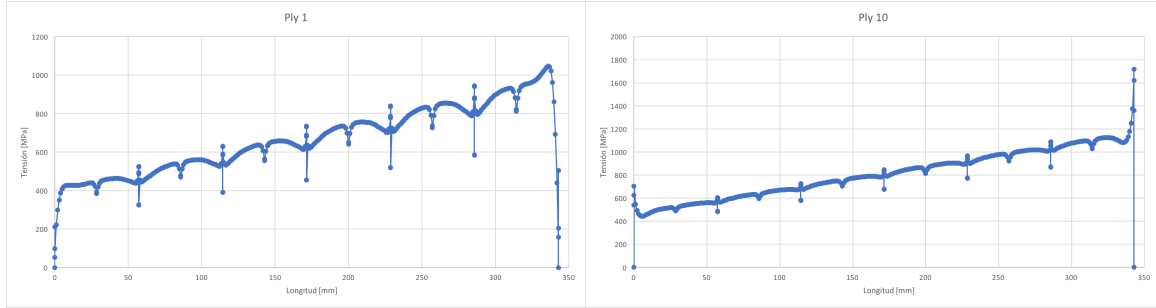


Figura 3.4.5.: Evolución de σ_{11} a lo largo de la longitud del tubo en las capas 1 (izquierda) y 12 (derecha) del laminado para el caso de flexión en el modelo de celdas (σ_{11} : tensión normal en la dirección de las fibras, σ_{22} : tensión normal en la dirección perpendicular a las fibras).

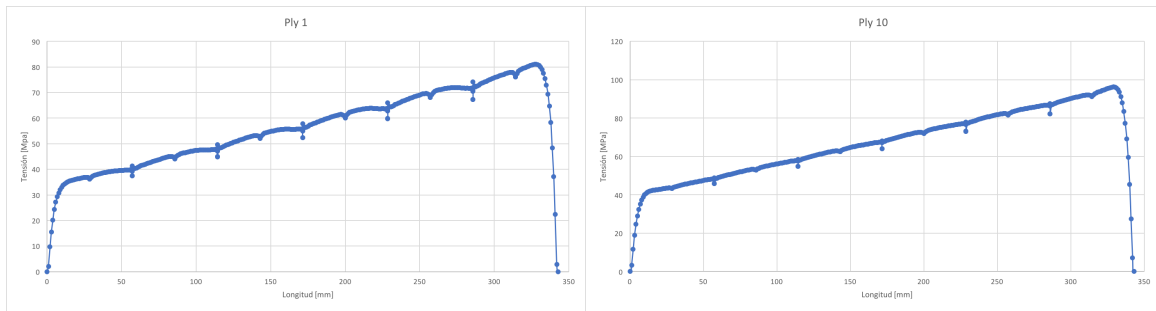


Figura 3.4.6.: Evolución de σ_{22} a lo largo de la longitud del tubo en las capas 1 (izquierda) y 12 (derecha) del laminado para el caso de flexión en el modelo de celdas (σ_{11} : tensión normal en la dirección de las fibras, σ_{22} : tensión normal en la dirección perpendicular a las fibras).

Puede apreciarse como los picos de tensión de las celdas unidad son más acentuados en las capas interiores del tubo que en las exteriores. Además puede observarse como los gradientes de tensión de σ_{11} son más bruscos que los que aparecen en σ_{22} , lo que hace notar que la tensión normal en la dirección de las fibras puede ser más sensible a los gradientes de tensión que se producen en la celda unidad.

3.4.4. Multi-Carga

En este estado de carga, como se ha explicado en el caso de carga anterior, la evolución lineal de los valores de σ_{11} y σ_{22} también presenta picos y valles por los gradientes de tensión en la celda unidad. Además, tal y como ocurre en el modelo de capas, aunque existen dos mitades diametrales sometidas a tracción y compresión, en este caso no tienen en mismo valor en valor absoluto. Los valores de compresión en valor absoluto son mayores que los de tracción para σ_{11} , y los valores de tracción son mayores que los de compresión en valor absoluto para σ_{22} (ver figura 3.4.7). De modo que en la figura se representan las evoluciones lineales de los valores de compresión de σ_{11} y los de tracción de σ_{22} .

3. Análisis local del tubo de material compuesto

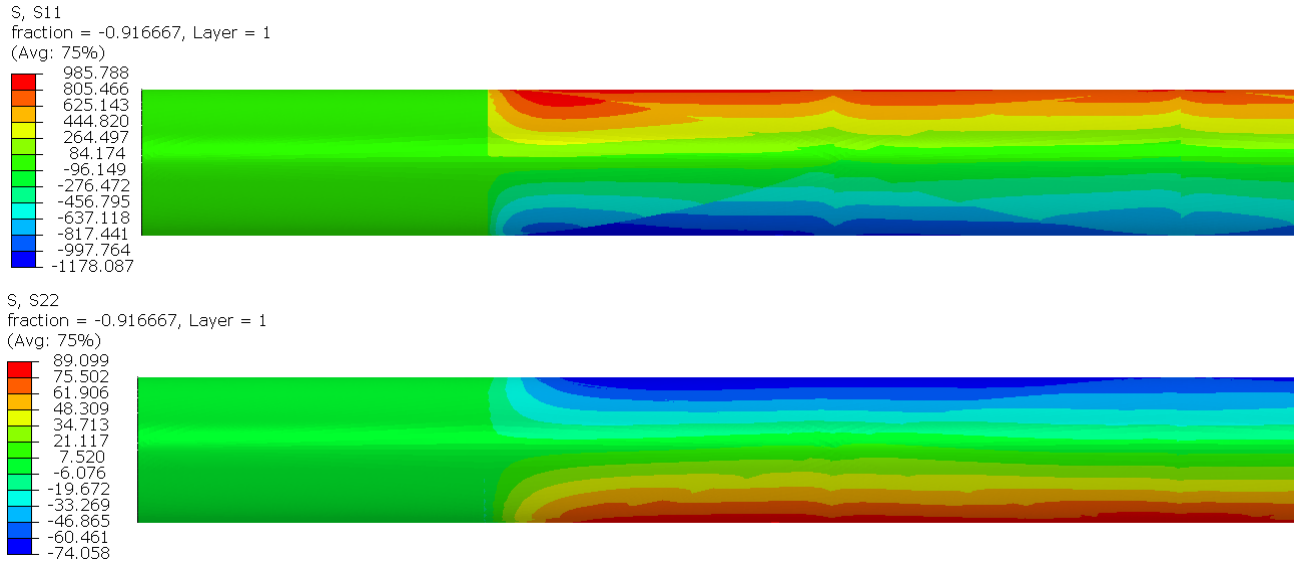


Figura 3.4.7.: Evolución de σ_{11} (imagen superior, S11) y σ_{22} (imagen inferior, S22) en las dos mitades diametrales del tubo en la primera capa del laminado para el caso de multi-carga en el modelo de celdas (σ_{11} : tensión normal en la dirección de las fibras, σ_{22} : tensión normal en la dirección perpendicular a las fibras).

De nuevo se recogen en esta sección los valores de σ_{11} y σ_{22} correspondientes a las capas 1 y 10 del laminado para observar el aumento del valor de dichas magnitudes. El resto se encuentran en el Apéndice D como en el caso de carga de flexión y en los equivalentes en el modelo de capas.

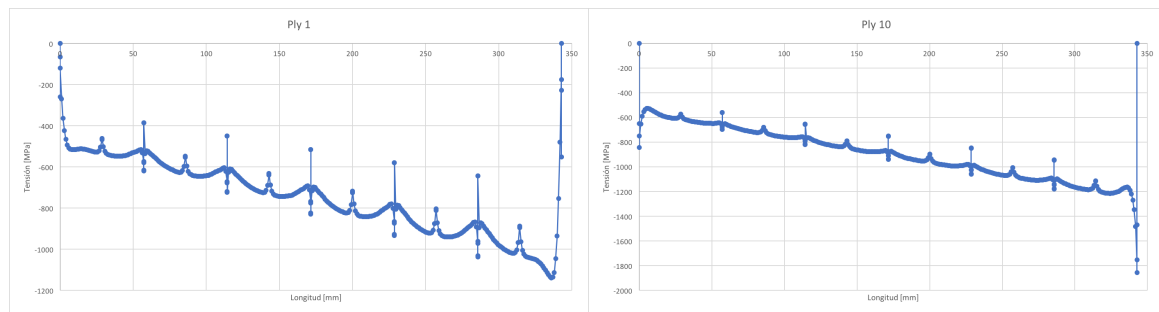


Figura 3.4.8.: Evolución de σ_{11} a lo largo de la longitud del tubo en las capas 1 (izquierda) y 12 (derecha) del laminado para el caso de multi-carga en el modelo de celdas (σ_{11} : tensión normal en la dirección de las fibras, σ_{22} : tensión normal en la dirección perpendicular a las fibras).

3. Análisis local del tubo de material compuesto

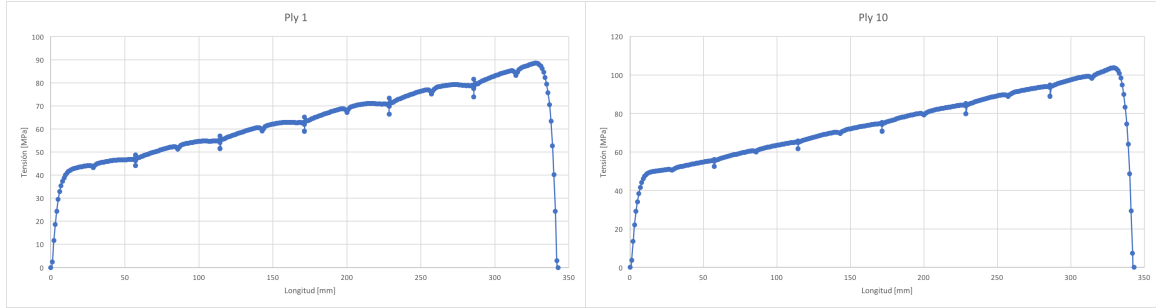


Figura 3.4.9.: Evolución de σ_{22} a lo largo de la longitud del tubo en las capas 1 (izquierda) y 12 (derecha) del laminado para el caso de multi-carga en el modelo de celdas (σ_{11} : tensión normal en la dirección de las fibras, σ_{22} : tensión normal en la dirección perpendicular a las fibras).

Tal y como ocurre para el caso de carga de flexión, puede apreciarse como los gradientes de tensión en las capas iniciales del laminado son más bruscos que en las capas finales del mismo, siendo además de mayor magnitud los que se recogen en la tensión normal en la dirección de las fibras que en la dirección perpendicular.

3.4.5. Pandeo

En este caso de carga se presentan los coeficientes de pandeo que permiten calcular el valor de la carga crítica para que se produzca en el tubo una inestabilidad de pandeo (ver tabla 3.11). La importancia de analizar este fenómeno ya ha quedado reflejada en el apartado correspondiente del modelo de capas, por lo que no es necesario añadir ninguna aclaración.

Modo	Coficiente	Carga crítica [N]
1	0,596	2744,64
2	0,597	2746,66
3	5,315	24456,73

Tabla 3.11.: Resultados del cálculo a pandeo local en el modelo de celdas.

En este modelo también puede apreciarse como los dos primeros modos de pandeo corresponden a soluciones simétricas, donde los desplazamientos transversales del tubo se producen con sentidos opuestos al aplicar la carga crítica de pandeo. A efectos prácticos esto se corresponde realmente como un modo de pandeo ya que no importa el sentido de los desplazamientos sino el hecho de que se produzca.

Por otro lado puede observarse que la carga crítica de pandeo correspondiente a estos dos primeros modos es menor que la carga que soporta el tubo, por lo que al igual que en el caso del modelo de capas, sería necesario reforzar la sección del tubo para aumentar su rigidez.

3.5. Modelo analítico

En el Capítulo 2 de esta memoria se recoge una sección cuyo objetivo era obtener unas propiedades isotrópicas equivalentes del tubo de material compuesto mediante la teoría clásica de laminados con el objetivo de sustituirlas en el modelo de elementos finitos de la estructura

3. Análisis local del tubo de material compuesto

global, y obtener así unos valores de esfuerzos más próximos a los que sufriría la estructura global si estuviera compuesta por tubos de material compuesto. Se concluyó que al sustituir dichas propiedades en el modelo los resultados de esfuerzo que se obtuvieron eran similares a los obtenidos usando las constantes elásticas del acero, y debido a la complejidad de resolución del modelo, se decidió mantener dichas propiedades del acero. A pesar de ello, los cálculos y las variables elásticas intermedias obtenidas antes de calcular las propiedades isotropas equivalentes serán de gran utilidad en este apartado.

El objetivo de este apartado es obtener un modelo analítico similar al que puede encontrarse en [7]. En este estudio no tienen en cuenta la matriz de comportamiento del laminado para obtener las tensiones y deformaciones en cada una de las capas, sino que únicamente utilizando la regla de las mezclas para calcular una matriz de comportamiento de una lámina en coordenadas geométricas del tubo, ejes (x, y) , e introduciendo como entradas las tensiones que se producen en un depósito a presión y cuyas expresiones analíticas son conocidas, calculan las tensiones en ejes de ortotropía de una lámina del laminado, considerando que las deformaciones que sufre el laminado son iguales a las que sufren cada una de las láminas que lo componen, es decir, las deformaciones son uniformes al no existir curvaturas de flexión y torsión en el laminado.

En el modelo presentado en [7] trabajan sobre un modelo para caracterizar el comportamiento mecánico de un depósito de fibra de vidrio fabricado mediante fillament-winding, y por consiguiente pueden asumir que no existen esfuerzos de torsión y flexión que generen curvaturas en el laminado del tubo. Sin embargo, el tubo de estudio de este proyecto sí está sometido a esfuerzos de flexión y cortante que generan ese tipo de deformaciones en el laminado. De modo que para poder aplicar el modelo analítico descrito únicamente se aplicará a los casos de carga de tracción y compresión pura para poder comparar los resultados con los obtenidos del modelo de elementos finitos desarrollado en Abaqus CAE 6.12. Se trató de desarrollar un modelo analítico más completo como el descrito en [6] donde se calculan los valores de las componentes de la matriz de comportamiento del laminado y se comparan dichos valores analíticos con los obtenidos mediante análisis experimentales. Sin embargo, debido a la complejidad de las condiciones de contorno de este problema, no pudieron obtenerse resultados razonables ya que el modelo con la matriz de comportamiento del laminado implica la utilización de los esfuerzos internos del laminado, difíciles de obtener para este caso.

Por último, antes de presentar el modelo analítico, aclarar que muchas de las expresiones y cálculos necesarios ya han sido desarrollados en la sección de *Variación de las propiedades elásticas* del Capítulo 2, por lo que aquí se desarrollarán en menor profundidad.

El modelo analítico comienza calculando la matriz de comportamiento de una lámina en ejes geométricos de la pieza y aplicando la regla de las mezclas bajo la consideración de capas equivalentes en términos volumétricos, de modo que:

$$\underline{Q}^{12} = \begin{bmatrix} Q_{11} & Q_{12} & 0 \\ Q_{12} & Q_{22} & 0 \\ 0 & 0 & Q_{66} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 228976,87 & 1889,58 & 0 \\ 1889,58 & 6298,59 & 0 \\ 0 & 0 & 5600,00 \end{bmatrix} \quad (3.5.1)$$

Siendo:

$$Q_{11} = \frac{E_{11}}{1-\nu_{12}\nu_{21}}$$

$$Q_{22} = \frac{E_{22}}{1-\nu_{12}\nu_{21}}$$

$$Q_{12} = \frac{\nu_{12}E_{22}}{1-\nu_{12}\nu_{21}} = \frac{\nu_{21}E_{11}}{1-\nu_{12}\nu_{21}}$$

$$Q_{66} = G_{12}$$

3. Análisis local del tubo de material compuesto

Donde las constante elásticas pueden encontrarse en la tabla 1.4 del Capítulo 1.

El siguiente paso es calcular la matriz de comportamiento en ejes geométricos (x, y) mediante la regla de las mezclas. Para ello hay que aplicar una matriz de cambio cuyos términos vienen determinados según la expresión (3.5.2) a la matriz de comportamiento en ejes de ortotropía descrita en la ecuación (3.5.1).

$$\underline{T} = \begin{bmatrix} \cos^2\theta & \sen^2\theta & -\sen\theta\cos\theta \\ \sen^2\theta & \cos^2\theta & \sen\theta\cos\theta \\ 2\sen\theta\cos\theta & -2\sen\theta\cos\theta & \cos^2\theta - \sen^2\theta \end{bmatrix} \quad (3.5.2)$$

Calculando la matriz de comportamiento en ejes geométricos para las dos orientaciones posibles $(\pm 22,408^\circ)$:

$$\underline{\overline{Q}}_{(+\theta)}^{xy} = \begin{bmatrix} 170649,65 & 27858,74 & 65374,21 \\ 27858,74 & 12687,48 & 13101,21 \\ 65374,21 & 13101,21 & 31569,17 \end{bmatrix}$$

$$\underline{\overline{Q}}_{(-\theta)}^{xy} = \begin{bmatrix} 170649,65 & 27858,74 & -65374,21 \\ 27858,74 & 12687,48 & -13101,21 \\ -65374,21 & -13101,21 & 31569,17 \end{bmatrix}$$

Aplicando la regla de las mezclas según la expresión (3.5.3):

$$\underline{\overline{Q}}^{xy} = 0,5\underline{\overline{Q}}_{(+\theta)}^{xy} + 0,5\underline{\overline{Q}}_{(-\theta)}^{xy} \quad (3.5.3)$$

Se obtiene:

$$\underline{\overline{Q}}^{xy} = \begin{bmatrix} 170649,65 & 27858,74 & 0 \\ 27858,74 & 12687,48 & 0 \\ 0 & 0 & 31569,17 \end{bmatrix} \quad (3.5.4)$$

Invirtiendo la matriz definida según la expresión anterior (3.5.4) se obtiene la matriz de flexibilidad de la lámina (3.5.5):

$$\underline{\overline{S}}^{xy} = \begin{bmatrix} 9,13423E-6 & -2,00566E-5 & 0 \\ -2,00566E-5 & 1,22286E-4 & 0 \\ 0 & 0 & 3,1676E-5 \end{bmatrix} \quad (3.5.5)$$

El siguiente paso es obtener unos valores de σ_{xx} , σ_{xy} y σ_{yy} para introducirlos en la ley de comportamiento en coordenadas geométricas, calcular las deformaciones y posteriormente calcular el valor de las tensiones en la lámina en ejes de ortotropía del tubo. Sin embargo, a diferencia del cálculo analítico descrito en [7] donde utilizan unas expresiones analíticas para calcular las tensiones, en el caso de estudio de este proyecto no puede procederse de esa forma. Aunque, a priori, podría resultar sencillo obtener dicho valor dividiendo el axil (de tracción o compresión) por el área de la sección del tubo, a efectos prácticos no puede calcularse debido a la aplicación de las condiciones de contorno del problema real. Como se describió al comienzo de este capítulo, las condiciones de contorno están aplicadas sobre la primera capa del tejido mediante los insertos de aluminio, de modo que la fuerza no actúa de forma uniforme en la sección transversal si no que esta aplicada sobre la primera capa. Este hecho hace imposible

3. Análisis local del tubo de material compuesto

la obtención de unas tensiones en coordenadas geométricas a partir del esfuerzo axil para introducirlas en la ley de comportamiento de la lámina.

Para obtener unos valores de tensión axial equivalentes a los que provoca el axil que actúa sobre el tubo, se ha tomado unos valores de σ_{11} , σ_{12} y σ_{22} medios calculados mediante el análisis del tubo del modelo de capas equivalentes. Dado que el modelo de capas presenta unos valores constantes de dichas variables tensionales al no tener en cuenta el patrón de tejido, permite obtener una buena aproximación a las tensiones normales que se producen en cada capa del laminado. Los valores medios de σ_{11} , σ_{12} y σ_{22} para los casos de tracción y compresión pura se recogen en la tabla 3.12.

	Tracción	Compresión
σ_{11} [MPa]	130,592	-88,613
σ_{12} [MPa]	13,985	2,182
σ_{22} [MPa]	-10,670	7,240

Tabla 3.12.: Valores medios de σ_{11} , σ_{12} y σ_{22} para los estados de tracción y compresión del modelo de capas (σ_{11} : tensión normal en la dirección de las fibras, σ_{12} : tensión tangencial al plano de normal la dirección de las fibras y dirección perpendicular a las fibras, σ_{22} : tensión normal en la dirección perpendicular a las fibras).

Aclarar que dado que los valores de σ_{12} cambian de signo según la orientación de cada capa, se ha tomado un valor medio absoluto ya que el modelo analítico llevado a cabo en este apartado no tiene en cuenta la orientación de cada capa al trabajar con una matriz de comportamiento calculada mediante la regla de las mezclas.

Aplicando a estos valores la matriz de giro definida en (3.5.2) se obtienen unos valores de tensión en ejes geométricos del tubo, de los cuales únicamente se usará el valor de σ_{xx} ya que teóricamente es la única componente del vector tensión que se manifiesta en un estado de carga de tracción o compresión pura. Obviamente al trabajar con materiales compuestos aparecen otras componentes del estado tensional al aplicar un esfuerzo axil, sin embargo ya que el modelo analítico que estamos usando como referencia calcula las tensiones mediante expresiones analíticas obtenidas de un problema elástico de un material isótropo, se ha decidido proceder de la misma forma, utilizando sólo la componente del estado tensional que aparece al hacer un ensayo de tracción o compresión a una barra de material isótropo.

$$\underline{\sigma}_{xy} = \underline{T}^{-1} \underline{\sigma}_{12} \quad (3.5.6)$$

Los valores de el cálculo descrito en la expresión (3.5.6) se recogen en la tabla 3.13:

	Tracción	Compresión
σ_{xx} [MPa]	114,99	-73,92
σ_{xy} [MPa]	4,93	-7,46
σ_{yy} [MPa]	-89,65	69,11

Tabla 3.13.: Valores de σ_{xx} , σ_{xy} y σ_{yy} para el cálculo analítico expresados en el sistema de referencia global del tubo (ver figura 3.2.1).

Mediante las tensiones normales σ_{xx} para ambos casos de carga, se obtienen los valores de las deformaciones en coordenadas geométricas mediante la matriz de flexibilidad de la lámina expresada en (3.5.5) aplicando la expresión (3.5.7)

3. Análisis local del tubo de material compuesto

$$\underline{\varepsilon}_{xy} = \underline{S}^{xy} \underline{\sigma}_{xy} \quad (3.5.7)$$

Donde el pseudovector $\underline{\sigma}_{xy}$ únicamente tiene como componente no nula σ_{xx} .

Una vez calculadas las deformaciones en coordenadas geométricas, deshaciendo el cambio mediante la matriz de giro se calculan las deformaciones en ejes de ortotropía del material. Finalmente mediante la ley de comportamiento se calculan las tensiones σ_{11} , σ_{12} y σ_{22} que se utilizarán como valor de referencia para comparar los resultados de los modelos de elementos finitos, tal y como se procede en el artículo base de este cálculo analítico. Las expresiones para obtener estos valores se recogen en (3.5.8) y (3.5.9). Los valores de las variables se recogen en la tabla 3.14.

$$\varepsilon_{12} = \underline{T} \varepsilon_{xy} \quad (3.5.8)$$

$$\underline{\sigma}_{12} = \underline{Q}^{12} \varepsilon_{12} \quad (3.5.9)$$

	Tracción	Compresión
σ_{11} [MPa]	125,385	-80,595
σ_{12} [MPa]	-10,392	6,679
σ_{22} [MPa]	13,249	-8,516

Tabla 3.14.: Valores de σ_{11} , σ_{12} y σ_{22} calculados analíticamente (σ_{11} : tensión normal en la dirección de las fibras, σ_{12} : tensión tangencial al plano de normal la dirección de las fibras y dirección perpendicular a las fibras, σ_{22} : tensión normal en la dirección perpendicular a las fibras).

3.6. Comparación de resultados

El objetivo de este proyecto es realizar un estudio exhaustivo sobre el cálculo estructural del sistema de suspensión para conocer los esfuerzos internos de cada uno de los elementos que configuran la estructura, para analizar la simulación del problema local de comportamiento de una barra aislada de material compuesto sometida a los esfuerzos internos más críticos de la estructura ,y obtener así un modelo fiable con el objetivo de sustituir las barras de acero que configuran la estructura por barras de material compuesto fabricadas mediante este proceso de fabricación.

Una vez se han presentado los resultados extraídos de los dos modelos de elementos finitos para los cuatro casos de carga junto con el análisis a pandeo, más los resultados de los cálculos de tracción y compresión pura en el modelo analítico, se va a proceder en esta sección a la comparación de los resultados procedente de los tres modelos con el objetivo de extraer conclusiones sobre el qué modelo recoge mejor el comportamiento en servicio del tubo fabricado mediante *fillament-winding*. Para los cuatro casos de carga únicamente se comparan los resultados de las variables tensionales σ_{11} y σ_{22} tal y como se procede en [7, 6]. Otro motivo de comparar únicamente estos valores es que la componente σ_{12} del tensor de tensiones cambia de valor (positivo o negativo) según la orientación de las fibras de la capa que se esté analizando, por lo que las interpretaciones de los resultados a partir de esta variable resultarían algo confusas.

3. Análisis local del tubo de material compuesto

En primer lugar se analizarán los resultados de los análisis a tracción y compresión de los dos modelos de elementos finitos. Dichos resultados serán comparados con los procedentes del modelo analítico tal y como se procede en [7]. Extraer conclusiones de estos casos de carga es de suma importancia ya que los esfuerzos de tracción y compresión son los predominantes en la estructura global del sistema de suspensión.

Se proseguirá comparando los resultados de los casos de carga de flexión y multi-carga. En este caso no se tienen valores de un cálculo analítico en los que apoyarse, por lo que se procederá a comparar las evoluciones lineales de las variables σ_{11} y σ_{22} a lo largo de la longitud del tubo de los modelos de celdas y capas equivalentes. El objetivo de este punto es determinar si la presencia de cargas de tipo flector y cortante provocan divergencias en los resultados de ambos modelos. A diferencia de los casos de carga de tracción y compresión, aunque no haya estudios donde simulen el comportamiento de una estructura de este tipo sometida a estos esfuerzos, los estudios existentes que aplican una presión interna al tubo permitirían extraer conclusiones sobre el comportamiento del tubo ante cargas axiales ya que una presión interna sobre el depósito de material compuesto genera una componente axial en el estado tensional del tubo. Sin embargo, no existen estudios que simulen el comportamiento de una estructura de este tipo sometida a cargas de flexión y cortante.

Para cerrar esta sección se procederá a comparar los resultados de los análisis a pandeo de los modelos de capas y celdas. Ya ha quedado constancia de la importancia de este fenómeno en una estructura de estas características, por lo que resulta de gran interés conocer qué modelo reporta los resultados más coherentes acerca de este fenómeno si se pretende sustituir las barras tubulares de acero de la estructura por barras de material compuesto fabricadas mediante *fillament-winding*.

3.6.1. Resultados de tracción

En este apartado se compararán los resultados de σ_{11} y σ_{22} del modelo de celdas con los del modelo de capas y los resultados precedentes del cálculo analítico.. Se ha decidido comparar los resultados mediante aumento y decrementos porcentuales presentados en forma de tabla. Estas diferencias porcentuales se representan mediante las expresiones 3.6.1 y 3.6.2. La expresión 3.6.1 permite calcular la diferencia porcentual entre los valores máximos de σ_{11} y σ_{22} del modelo de celdas respecto del mismo valor del modelo de capas equivalentes. La expresión 3.6.2 calcula la diferencia porcentual del máximo valor de σ_{11} y σ_{22} del modelo de celdas respecto del valor correspondiente del modelo analítico.

$$Dif_{Max}(\%) = \frac{Valor_{celdas} - Valor_{capas}}{Valor_{capas}} \cdot 100 \quad (3.6.1)$$

$$Dif_{Max.Ana}(\%) = \frac{Valor_{celdas} - Valor_{analítico}}{Valor_{analítico}} \cdot 100 \quad (3.6.2)$$

Por otro lado, dado que en el modelo de celdas se produce una doble evolución de las variables σ_{11} y σ_{22} según las direcciones de ondulado helicoidal y circunferencial, se mostrarán de forma independiente en dos columnas distintas. Una de ella correspondiente a la evolución de las variables σ_{11} y σ_{22} en la dirección de ondulado helicoidal, y la otra correspondiente a la evolución de σ_{11} y σ_{22} según la dirección de ondulado circunferencial. Se presentarán a continuación dos tablas donde se recogen los valores calculados mediante las expresiones anteriores, una para σ_{11} (tabla 3.15) y otra para σ_{22} (ver tabla 3.15).

Como último instrumento para comparar los resultados, siendo quizás el más ilustrativo, se presenta una distribución de la tensión normal σ_{11} en el laminado del tubo. Esta distribución

3. Análisis local del tubo de material compuesto

muestra la evolución del valor máximo de σ_{11} del modelo de celdas y el valor de σ_{11} del modelo de capas constante a lo largo de cada capa. Diferenciando en el modelo de celdas, las direcciones de ondulado helicoidal y circunferencial (ver figuras 3.6.1 y 3.6.2).

Tracción				
σ_{11}	Celdas		Celdas	
	Dirección Helicoidal		Dirección Circunferencial	
Lámina	$Dif_{Max}(\%)$	$Dif_{Max.Ana}(\%)$	$Dif_{Max}(\%)$	$Dif_{Max.Ana}(\%)$
1	19,47	12,55	14,65	8,02
2	11,36	33,27	11,34	33,25
3	17,68	9,97	14,56	7,06
4	0,82	21,44	0,81	21,42
5	15,84	7,36	14,48	6,10
6	-8,08	11,42	-9,59	9,59
7	23,60	11,22	24,02	11,60
8	17,10	5,81	17,20	5,90
9	-0,34	22,35	-0,34	22,35
10	18,78	8,26	16,48	6,16
11	10,08	34,29	10,08	34,29
12	20,45	10,70	16,52	7,09

Tabla 3.15.: Comparación de resultados σ_{11} del estado de carga de tracción pura (σ_{11} : tensión normal en la dirección de las fibras).

Tracción				
σ_{22}	Celdas		Celdas	
	Dirección Helicoidal		Dirección Circunferencial	
Lámina	$Dif_{Max}(\%)$	$Dif_{Max.Ana}(\%)$	$Dif_{Max}(\%)$	$Dif_{Max.Ana}(\%)$
1	8,31	8,70	9,75	10,14
2	2,62	9,10	6,26	12,97
3	5,79	5,98	7,40	7,59
4	0,08	6,58	2,43	9,08
5	3,66	3,65	5,13	5,13
6	-1,05	5,56	-1,57	5,00
7	5,09	4,42	5,09	4,42
8	5,00	4,42	5,00	4,42
9	1,87	9,04	2,81	10,05
10	8,58	8,18	9,23	8,83
11	5,85	13,11	7,39	14,76
12	10,81	10,60	11,29	11,08

Tabla 3.16.: Comparación de resultados de σ_{22} del estado de carga de tracción pura (σ_{22} : tensión normal en la dirección perpendicular a las fibras).

Observando la columna $Dif_{Max}(\%)$ y $Dif_{Max.Ana}(\%)$ de las tablas 3.15 y 3.16, donde se recogen respectivamente las variaciones del modelo de celdas respecto al modelo de capas y al modelo analítico, puede observarse como en ambos modelos se obtienen valores superiores debido a los picos de tensión que producen los gradientes de tensión en las celdas unidad.

3. Análisis local del tubo de material compuesto

En especial en la columna $Dif_{Max.Ana}(\%)$, puede observarse como en varias capas pueden encontrarse picos de tensión que superan en un 30 % a los valores uniformes del modelo de capas. Este hecho puede visualizarse con mayor detalle en la figura 3.6.1 donde se recoge la distribución del valor máximo de σ_{11} en el laminado para ambas direcciones (helicoidal arriba, circunferencial debajo), junto con la distribución de σ_{11} en el laminado del modelo de capas, cuyo valor es constante para cada capa del apilado. Puede observarse como en la mayoría de las capas del tubo los picos de tensión que se producen en el modelo de celdas superan el valor que se obtiene del modelo de capas equivalente. Sin embargo, existen capas donde este hecho no se produce, como puede ser en las capas 4 y 9, donde ambos valores son similares, e incluso en la capa 6 donde el valor del modelo de capas supera al valor del modelo de celdas. Este hecho puede asociarse a la aplicación de las condiciones de contorno que no actúan uniformemente en el laminado.

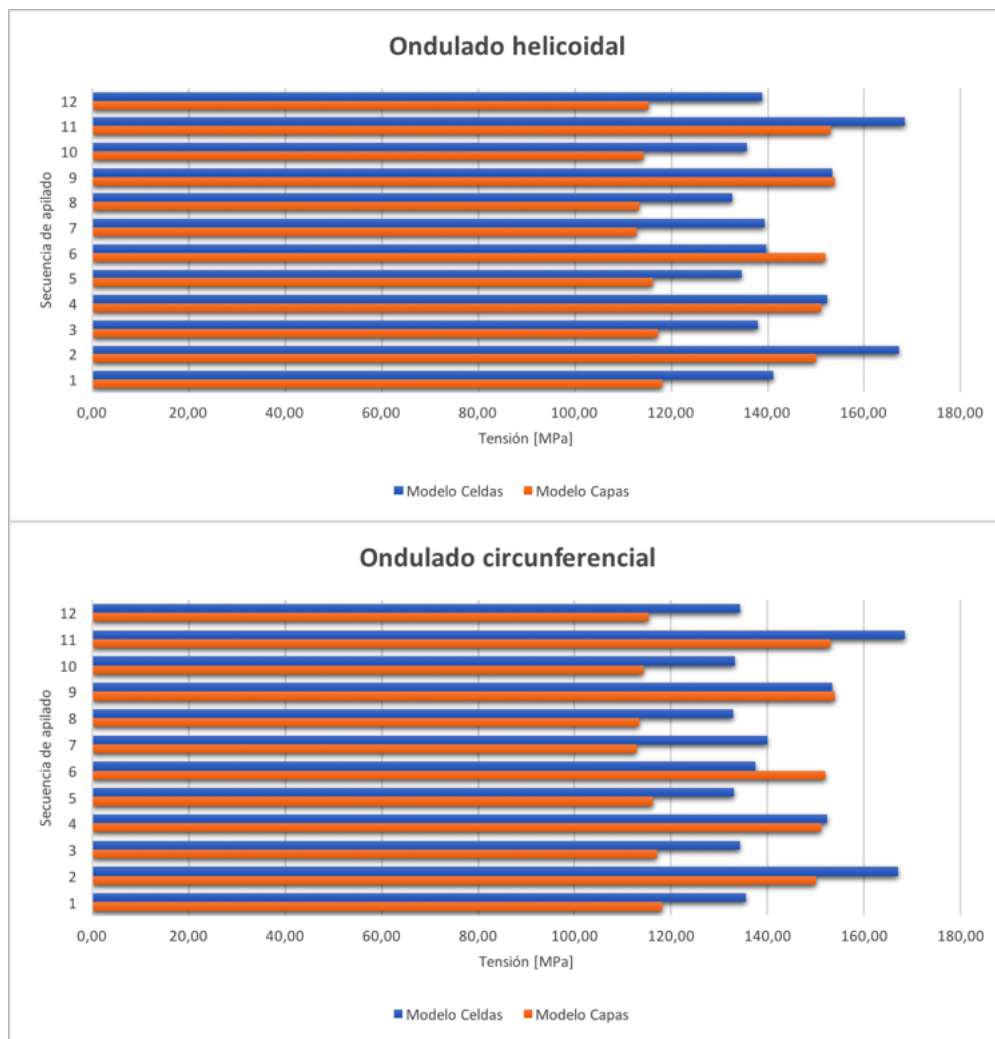


Figura 3.6.1.: Comparativa de la distribución de la tensión normal σ_{11} en el laminado para el caso de carga de tracción pura.

3.6.2. Resultados de compresión

Para comparar los resultados del estado de carga de compresión pura se van a utilizar las mismas herramientas que en el caso de carga de tracción. Dos tablas para recoger los resultados

3. Análisis local del tubo de material compuesto

de σ_{11} y σ_{22} (tablas 3.17 y 3.18) y una ilustración de la distribución de la tensión normal σ_{11} en el laminado del tubo de ambos modelos. Los valores numéricos de ambas tablas han sido calculados mediante las expresiones 3.6.1 y 3.6.2 recogidas en el apartado anterior.

Compresión				
σ_{11}	Celdas		Celdas	
	Dirección Helicoidal		Dirección Circunferencial	
Lámina	$Diff_{Max}(\%)$	$Diff_{Max.Ana}(\%)$	$Diff_{Max}(\%)$	$Diff_{Max.Ana}(\%)$
1	19,48	18,84	14,63	14,02
2	11,36	40,69	11,36	40,69
3	17,68	16,09	14,55	13,01
4	0,85	28,23	0,85	28,23
5	15,84	13,33	14,47	11,99
6	-9,58	15,71	-9,58	15,71
7	17,79	11,88	22,70	16,55
8	16,45	11,09	16,46	11,09
9	-0,34	29,15	-0,34	29,15
10	16,50	12,08	16,50	12,08
11	10,08	41,76	10,08	41,76
12	16,53	13,06	16,53	13,06

Tabla 3.17.: Comparación de resultados de σ_{11} del estado de carga de compresión pura (σ_{11} : tensión normal en la dirección de las fibras).

Compresión				
σ_{22}	Celdas		Celdas	
	Dirección Helicoidal		Dirección Circunferencial	
Lámina	$Diff_{Max}(\%)$	$Diff_{Max.Ana}(\%)$	$Diff_{Max}(\%)$	$Diff_{Max.Ana}(\%)$
1	-0,11	5,82	9,75	5,82
2	3,58	16,26	6,71	16,26
3	6,49	12,63	6,95	12,63
4	0,92	13,47	2,42	13,47
5	4,95	10,79	5,11	10,79
6	-1,06	11,43	-1,68	11,43
7	6,34	11,54	6,53	11,54
8	6,83	12,16	7,09	12,16
9	2,02	15,28	2,81	15,28
10	8,57	14,19	9,18	14,19
11	5,91	19,47	7,37	19,47
12	10,83	16,78	11,25	16,78

Tabla 3.18.: Comparación de resultados de σ_{22} del estado de carga de compresión pura (σ_{22} : tensión normal en la dirección perpendicular a las fibras).

Comparando en primer lugar los resultados respecto al cálculo analítico, se observa que los valores máximos de σ_{11} y σ_{22} en ambas direcciones y para todas las capas son superiores a los obtenidos en el cálculo analítico. Concretamente, las variaciones de σ_{11} son superiores a las variaciones de σ_{22} , tal y como ocurría en el caso de tracción.

3. Análisis local del tubo de material compuesto

Comparando los resultados de ambos modelos, se observa un comportamiento similar al expuesto anteriormente. Las variaciones del valor máximo de σ_{11} del modelo de celdas con respecto al valor de σ_{11} del modelo de capas son superiores a las variaciones del valor máximo de σ_{22} del modelo de celdas con respecto al mismo valor del modelo de capas. Pero en cualquier caso, los picos de tensión obtenidos que en el modelo de celdas superan a los valores uniformes del modelo de capas equivalentes para este caso de carga. Este hecho puede visualizarse en la figura 3.6.2 donde se presenta la distribución de la tensión normal σ_{11} en el laminado de ambos modelos y en las direcciones de ondulado helicoidal (arriba) y ondulado circunferencial (debajo). Puede comprobarse como los valores de σ_{11} en ambas direcciones se comportan exactamente igual que en el caso de carga de tracción, produciéndose similitudes en las capas 4 y 9 y siendo mayor el valor del modelo de capas en la capa 6. De nuevo este hecho se asocia a la aplicación de las condiciones de contorno.

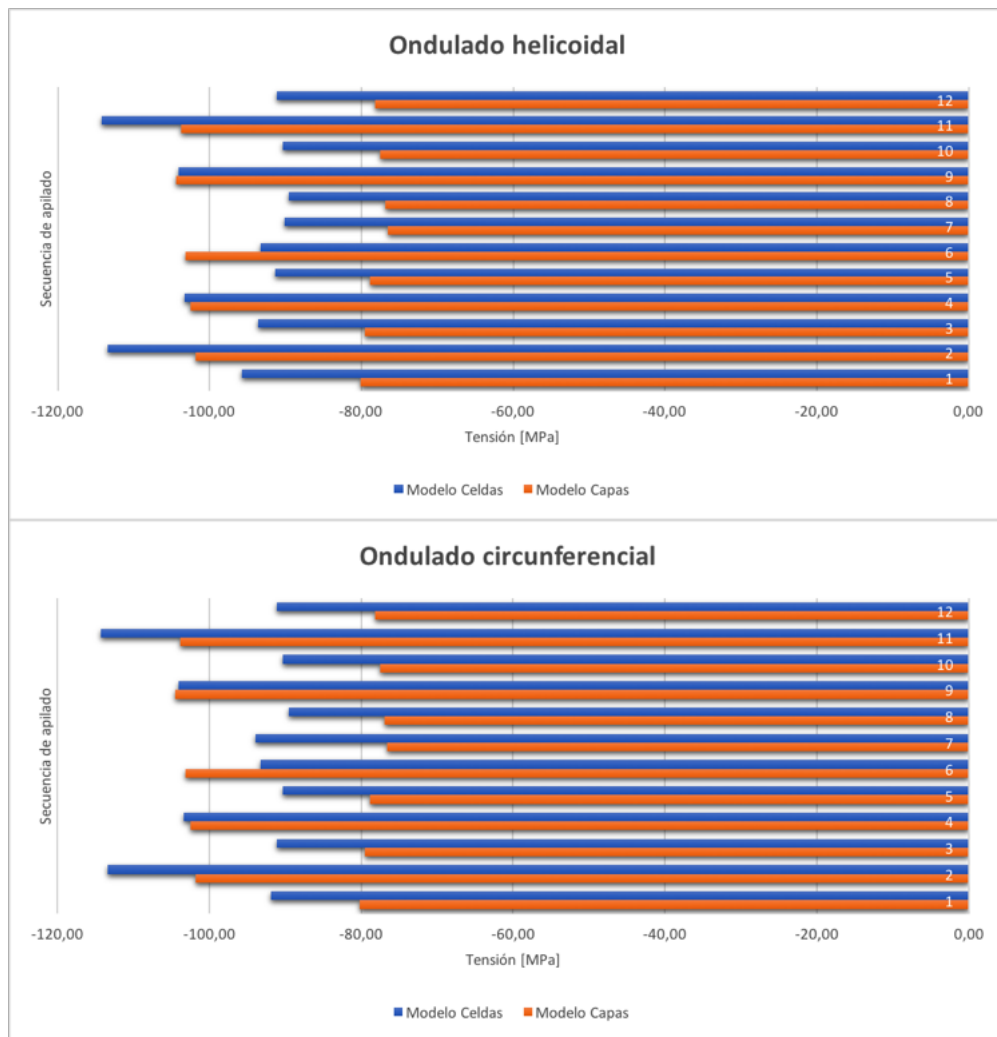


Figura 3.6.2.: Comparativa de la distribución de la tensión normal σ_{11} en el laminado para el caso de carga de compresión pura.

Una vez han sido comparados los resultados de los casos de carga donde las fuerzas que actúan sobre el tubo tienen dirección axial, puede concluirse como el comportamiento mecánico de ambos modelos para ambos casos de carga es igual. El laminado modelado en ambos modelos presenta el mismo comportamiento ante cargas de compresión que de tracción.

3. Análisis local del tubo de material compuesto

Para ambos casos de carga se ha comprobado como los resultados del modelo de celdas son superiores a los del modelo de capas y a los obtenidos en el cálculo analítico. Los gradientes de tensión que aparecen en la celda unidad tienen gran influencia en la evolución del valor de las tensiones en cada celda unidad, no pueden despreciarse. De modo que para estos casos de carga ha quedado demostrada la importancia de modelar el patrón de tejido, para evaluar la influencia del mismo en el comportamiento mecánico del tubo.

Bien es cierto que los valores calculados mediante el modelo de capas no se alejan demasiado de los valores medios del modelo de celdas, sí de los picos máximos que se producen. El modelo de capas equivalentes no deja de ser válido para un primer análisis de tubos fabricados por este proceso. Sin embargo, si se pretende hacer un análisis más preciso para un diseño de una secuencia de apilado correcta habría que utilizar un modelo que simule el patrón de tejido.

3.6.3. Resultados de flexión

Para comparar los resultados de los casos de carga de flexión y multi-carga de ambos modelos se procederá a la superposición de las gráficas recopiladas en el Anexo D que recogen la evolución de las tensiones normales σ_{11} y σ_{22} a lo largo de la longitud del tubo, y las cuales han sido comentadas de forma individual en los apartados correspondientes a los casos de carga de flexión y multi-carga. Dado que suponen un total de 48 gráficas, para facilitar la comparación de los resultados en este apartado se mostrará únicamente aquellas de mayor relevancia y que permita una correcta comprensión de las conclusiones. El resto de gráficas se encuentran recopiladas en el Apéndice E de esta memoria.

Antes de comenzar a establecer conclusiones, se recuerda que se produce una evolución lineal de las tensiones normales en el modelo de capas equivalentes, mientras que en el modelo de celdas se encontró una evolución lineal con una presencia de picos y valles debido a los gradientes de tensión que se producen en las celdas unidad. Por otro lado, para ambos modelos, es importante tener en cuenta que hay que observar los resultados en una zona central del tubo ya que los picos de carga que aparecen en ambos modelos en las zonas cercanas a la aplicación de las condiciones de contorno pueden enturbiar las conclusiones.

Comenzando por la tensión normal en la dirección de las fibras σ_{11} , puede comprobarse visualizando la figura 3.6.3, que esta experimenta mayores picos de carga en el modelo de celdas en las primeras capas del laminado que en las más exteriores, llegando estas oscilaciones, prácticamente en la totalidad de las 12 capas, a igualar o superar los valores del modelo de capas.

3. Análisis local del tubo de material compuesto

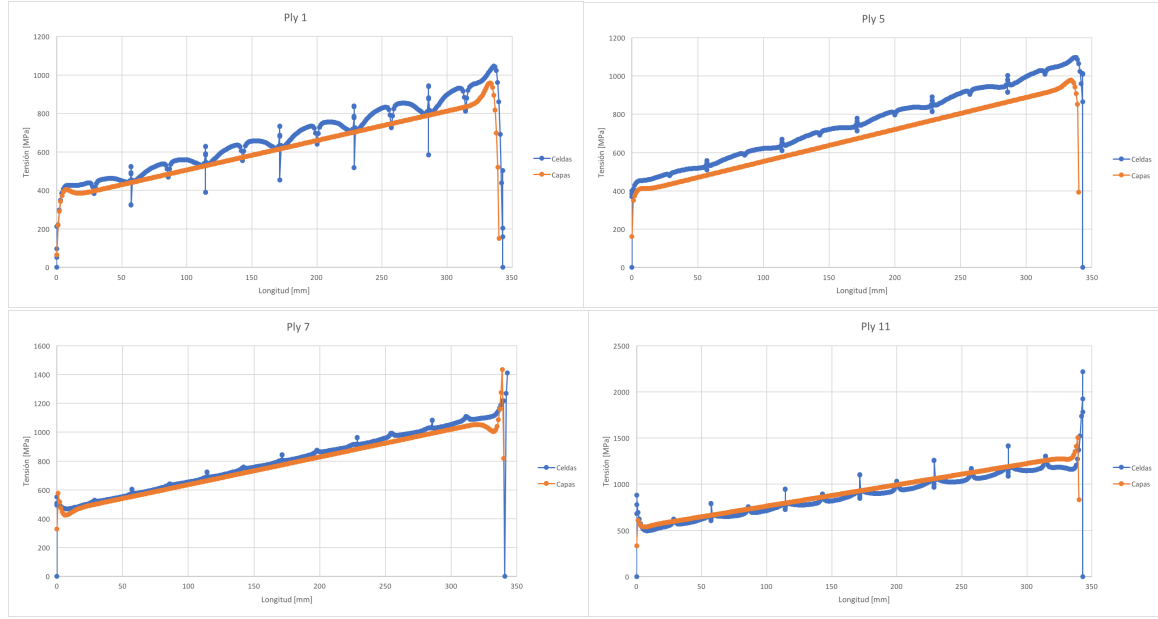


Figura 3.6.3.: Comparación de la evolución lineal de σ_{11} en la capas 1, 5, 7 y 11 del laminado para el caso de carga de flexión.

La tensión normal en la dirección transversal a las fibras σ_{22} presenta menores oscilaciones que la tensión normal σ_{11} , aunque también presentan mayor amplitud en las capas más próximas a las primeras capas del laminado, tal y como sucede con σ_{11} . El hecho de que las oscilaciones sean de menor amplitud provoca que los valores de ambos modelos sean muy similares en prácticamente todas las capas del laminado, como puede comprobarse en la figura

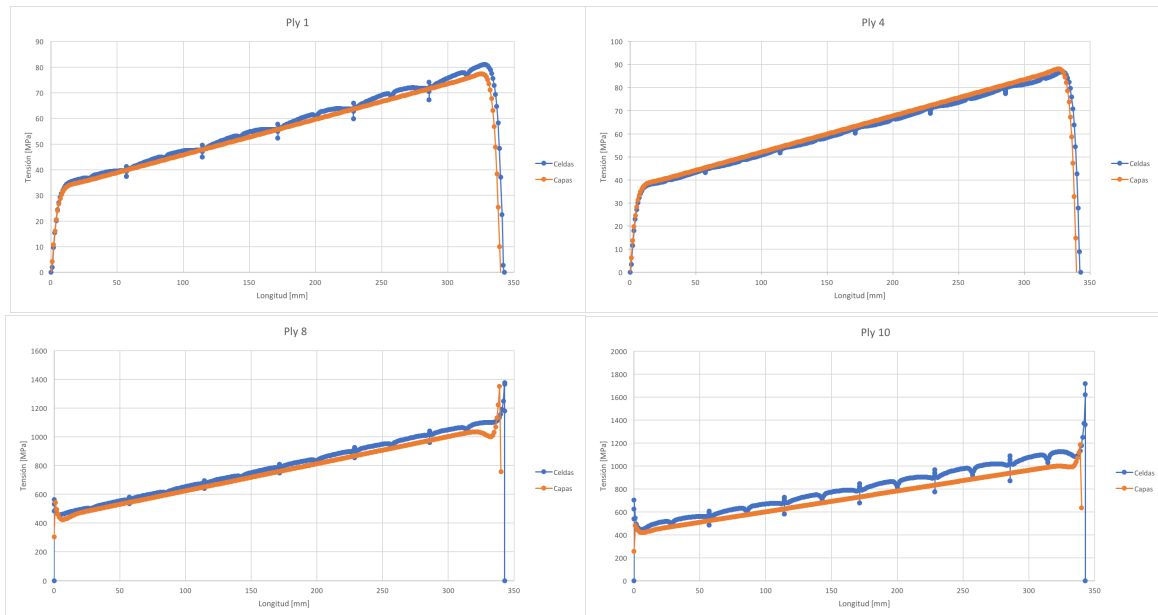


Figura 3.6.4.: Comparación de la evolución lineal de σ_{22} en la capas 1, 4, 8 y 10 del laminado para el caso de carga de flexión.

A la vista de los resultados queda demostrado como los gradientes de tensión en las celdas unidad afectan en mayor medida a la tensión normal en la dirección de las fibras σ_{11} alcanzán-

3. Análisis local del tubo de material compuesto

dose picos de carga que llegan a sobrepasar los valores constantes que se obtienen utilizando el modelo de capas equivalentes. Por otro lado, los valores de la tensión normal σ_{22} se ven menos afectados por los gradientes de tensión dentro de la celda y esto hace que los valores que se alcancen en ambos modelos sean muy similares.

3.6.4. Resultados de multi-carga

Al comparar los resultados de este caso de carga se observa un comportamiento de los mismos análogo al que se encontró al comparar los resultados del caso de carga de flexión. La única diferencia con el caso de carga anterior, es que las tensiones normales en la dirección de las fibras σ_{11} que se representan son de compresión en lugar de tracción, ya que como se vio al mostrar los resultados de este caso de carga las tensiones de compresión en la dirección de las fibras superan a las de tracción debido al esfuerzo de compresión que hay como condición de contorno en este caso de carga. Por otro lado, las tensiones de tracción en la dirección perpendicular a las fibras σ_{22} son superiores a las de compresión a causa del mismo esfuerzo axil. No hay un comportamiento del tubo antisimétrico como el que aparecía en el caso de carga de flexión.

De nuevo se presentarán a continuación las gráficas más relevantes para la correcta interpretación de las conclusiones, encontrándose el resto en el Apéndice E de esta memoria.

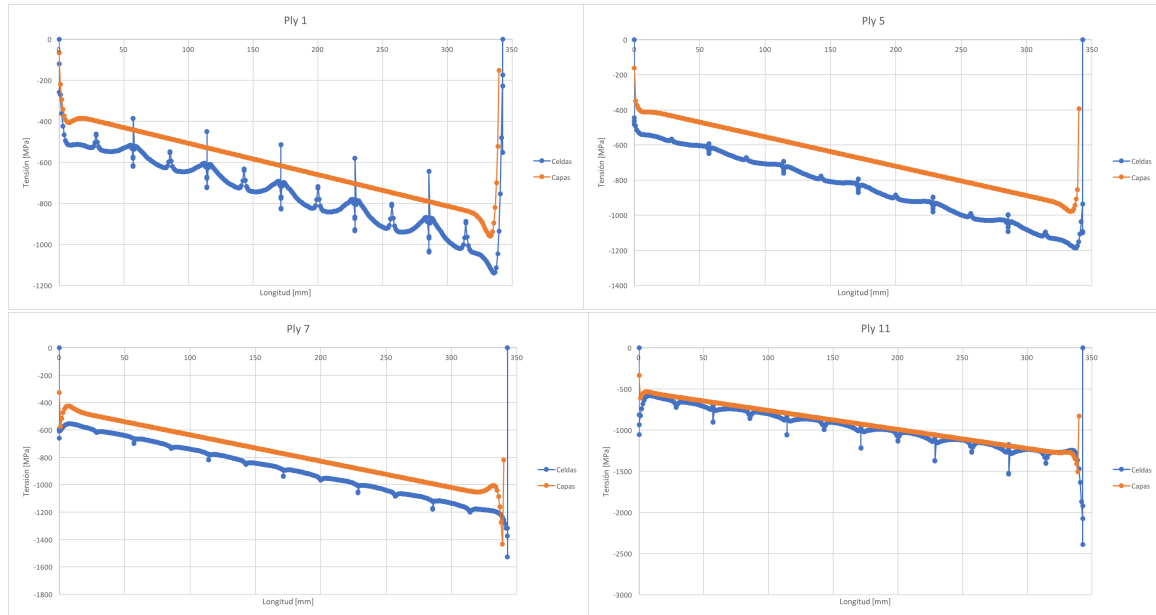


Figura 3.6.5.: Comparación de la evolución lineal de σ_{11} en la capas 1, 5, 7 y 11 del laminado para el caso de multi-carga.

3. Análisis local del tubo de material compuesto

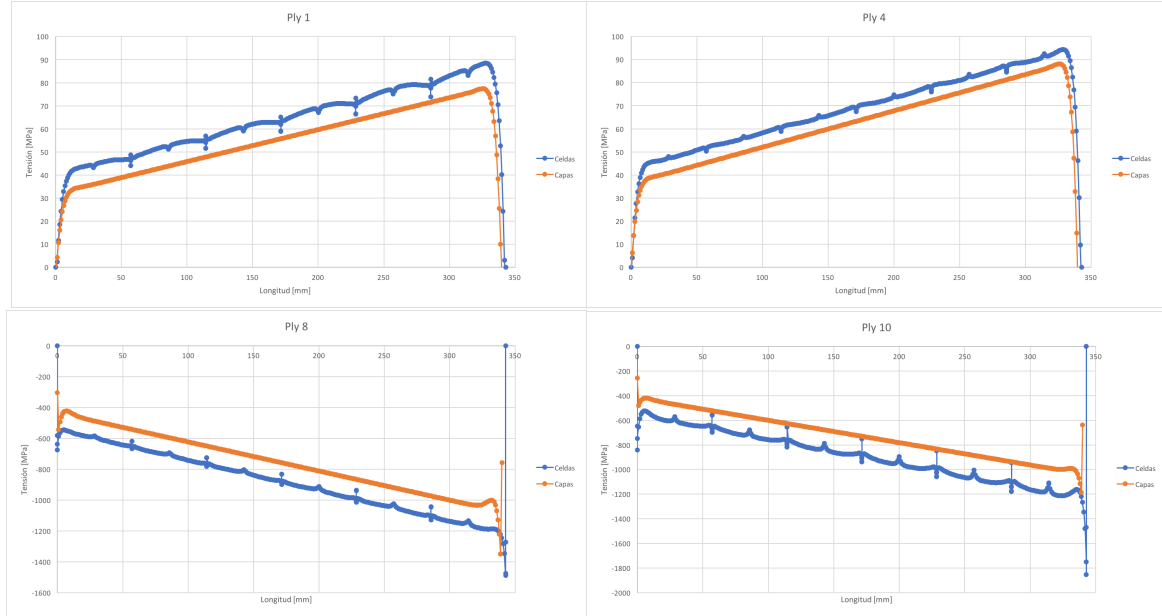


Figura 3.6.6.: Comparación de la evolución lineal de σ_{22} en la capas 1, 4, 8 y 10 del laminado para el caso de multi-carga.

Comprando los resultados de ambos modelos mediante las figuras 3.6.5 y 3.6.6 puede comprobarse como se produce un comportamiento anómalo al caso de carga de flexión. Las oscilaciones que experimentan las tensiones normales en las primeras capas del laminado son mucho más acentuadas que los que aparecen en las capas más exteriores, siendo por otro lado más acentuadas las de la tensión en la dirección de las fibras que en la dirección perpendicular. Ello conlleva a que en la dirección de las fibras se produzcan picos de tensión que igualen o sobrepasen en la mayoría de las capas a los valores que se obtienen del modelo de capas equivalentes, mientras que este fenómeno no ocurre para la tensión en la dirección perpendicular a las fibras, donde la disminución de la amplitud de los picos y valles provoca que los valores de ambos modelos sean muy semejantes.

3.6.5. Resultados de pandeo

Finalmente se presenta a continuación la tabla 3.19 en la que se comparan los resultados del cálculo a pandeo de ambos modelos. Puede comprobarse como se obtienen los mismos coeficientes de pandeo, y por tanto, las mismas cargas críticas para ambas simulaciones del tubo.

Se recuerda que el cálculo de inestabilidad por pandeo tiene gran dependencia con las condiciones de contorno del sistema que se analiza, y dado que las condiciones de contorno de ambos modelos no son exactamente las del problema real puede que los resultados que se han obtenido no se correspondan con los del problema real. Sin embargo, las condiciones de contorno que se han empleado puede que sean las más restrictivas que se le pueden aplicar al sistema, de modo que los resultados que se han obtenido se corresponden con los valores más críticos que puedan alcanzarse.

3. Análisis local del tubo de material compuesto

	Capas		Celdas	
Modo	Coeficiente	Carga crítica [N]	Coeficiente	Carga crítica [N]
1	0,598	2753,24	0,596	2744,64
2	0,598	2753,24	0,597	2746,66
3	5,329	24520,69	5,315	24456,73

Tabla 3.19.: Comparación de los resultados de pandeo de los modelos de celdas y capas.

A pesar de lo dicho anteriormente, es de gran utilidad comparar los resultados de análisis a pandeo de ambos modelos para conocer cual de ellos presenta un mejor comportamiento ante un estudio de pandeo y, como puede comprobarse, ambos modelos presentan resultados prácticamente iguales para las condiciones de pandeo que se han establecido.

3.7. Conclusiones de los análisis

En esta sección se recopilan a modo de resumen todas las conclusiones procedentes de la comparación de los resultados de los análisis de ambos modelos de elementos finitos. El modelo analítico únicamente se ha utilizado como referencia a los resultados extraídos de los modelos numéricos ya que estos se consideran más precisos y exactos.

En primer lugar, los análisis de tracción y compresión pura muestran comportamientos en servicio del laminado del tubo simétrico. Los valores máximos de σ_{11} y σ_{22} que se alcanzan en las celdas unidad del modelo de celdas superan para la mayoría de las capas del laminado a los que se alcanzan en el modelo de capas equivalentes, siendo los valores de estas variables constantes y uniformes para cada lámina del laminado en el modelo de capas. De modo que partiendo de estos resultados, se afirma que el patrón de tejido tiene influencia sobre el comportamiento mecánico del tubo de material compuesto y es importante obtener un modelo donde se simule el patrón de tejido si se pretende hacer un análisis preciso del comportamiento del tubo en servicio. Por otro lado, los resultados del modelo de capas no se alejan demasiado de los resultados procedentes del cálculo analítico, que aunque son superiores a estos, pero permiten afirmar que el modelo de capas puede ser una buena solución para modelar un tubo procedente de este proceso de fabricación si el objetivo del análisis no es estudiar el comportamiento mecánico del tubo, sino utilizarlo como parte de un análisis global de un sistema superior.

En segundo lugar, al comparar los resultados de los estados de carga de flexión y multi-carga se obtuvieron conclusiones similares, cosa que era de esperar ya que en ambos casos de carga existe la presencia de un esfuerzo flector y un cortante cuyos valores son iguales en ambos casos de carga. Observando los resultados de tensión en la dirección de las fibras se concluyó que la presencia de los gradientes de tensión en las celdas unidad trae consigo la aparición de picos de tensión elevados que llegan a superar a los valores constantes que aparecen modelando el tubo mediante un modelo de capas uniformes. Por otro lado, observando los valores de la tensión perpendicular a las dirección de las fibras se concluyó que las variaciones de tensión que aparecen son de una amplitud inferior a las que aparecen en la dirección de las fibras, trayendo consigo que ambos modelos reporten resultados muy similares. De modo que, tal y como se concluyó en los casos de carga de tracción y compresión, el patrón de tejido tiene influencia sobre el comportamiento mecánico del tubo dando como resultados picos de tensión que pueden afectar al comportamiento mecánico del tubo. Sin embargo, el modelo de capas no deja de ser una buena aproximación si se pretende modelar el comportamiento mecánico del tubo una vez haya una certeza de que los picos de carga no afectan a la resistencia del laminado.

3. Análisis local del tubo de material compuesto

En tercer lugar, se han presentado los resultados a pandeo de ambos modelos mediante los cuales se puede afirmar que resulta indiferente utilizar un modelo u otro para estudiar la inestabilidad por pandeo, ya que los resultados de ambos modelos son prácticamente iguales.

Como aclaración a las conclusiones anteriores, se recuerda que en ciertas capas del laminado de los análisis de tracción y compresión se observaban discrepancias con las conclusiones que se acaban de postular. Dichos comportamientos anómalos de las capas del laminado, junto con el hecho de que los valores máximos de σ_{11} varíen de un modelo a otro en el estado de flexión, se han explicado mediante la aplicación de las condiciones de contorno. Las condiciones de contorno no han sido aplicadas de forma uniforme a todas las capas del laminado, sino que son aplicadas sobre la primera capa del tejido tal y como ocurre en el problema real, de modo que estas anomalías pueden asociarse a la no uniformidad de la aplicación de las condiciones de contorno ya que en los estudios que pueden encontrarse en [6, 7] no se observan estos comportamientos del tejido.

Es importante aclarar que en este proyecto no se ha llevado a cabo un diseño del tubo de material compuesto, variando la secuencia de apilado, orientaciones de fibras y número de capas, sino que se han realizado varias simulaciones con el objetivo de comparar las dos variantes de modelado que pueden utilizarse. Sin necesidad de utilizar un criterio de resistencia para estudiar el fallo del laminado, puede comprobarse como los valores de tensión y/o deformación que se obtienen (aunque las deformaciones no se han utilizado en este proyecto como resultados de los análisis) están bastante alejados de los valores que podrían provocar el colapso del laminado, es decir, que existe un gran margen de mejora para el diseño de la estructura tubular mediante este proceso de fabricación.

Ha quedado demostrada la influencia del patrón de tejido en el comportamiento mecánico del tubo aunque, por otro lado, el modelo de capas es una muy buena aproximación si el objetivo con el que se está modelando el tubo no es el de hacer un análisis específico del comportamiento del laminado, sino simular el comportamiento del tubo como elemento de un análisis global de mayor alcance, como podría ser modelar la estructura completa del sistema de suspensión cuyos elementos sean de material compuesto. De modo que para hacer un diseño específico del tubo de material compuesto, escogiendo secuencia de apilado, número de capas, orientaciones de las fibras y tipo de material para la resina y la fibra, es conveniente utilizar un modelo donde se simule el patrón de tejido dada la relevancia que tiene en el comportamiento mecánico del laminado. Una vez se tenga ya un correcto diseño de la estructura, puede desarrollarse un modelo de capas equivalentes que permita implementar el tubo de material compuesto como un elemento más de un sistema más complejo si se pretendiera realizar cálculo estáticos y dinámicos del mismo, ya que este modelo de capas resulta más sencillo de desarrollar y conlleva un menor coste computacional de ejecución.

4. Conclusiones del proyecto

En este capítulo se recogen las conclusiones finales del proyecto una vez ya se han expuesto todos los resultados de las simulaciones del sistema de suspensión completo y del análisis local de un tubo de la estructura aislado fabricado de material compuesto mediante el proceso de fabricación de *fillament-winding*. Muchas de las conclusiones han sido expuestas en los capítulos correspondientes, sin embargo es importante recopilarlas a modo de resumen de forma independiente con el objetivo de clarificar que objetivos del proyecto se han alcanzado y cuales no.

El modelo de elementos finitos de los sistemas de suspensión del monoplaza permitió conocer con gran exactitud los esfuerzos internos que soportan los elementos que configuran la estructura de los sistemas de suspensión del monoplaza. Su predecesor, el modelo de cálculo matricial utilizado para el cálculo de las estructuras del ART-16, permitió dar un gran salto para conocer el comportamiento en servicio de los componentes de la estructura. Sin embargo, el modelo presentaba varias deficiencias, como no permitir el movimiento vertical del sistema o no acoplar correctamente los puntos de conexión entre el interior de la rueda y la estructura. Estas deficiencias fueron subsanadas mediante el modelo de elementos finitos en el que se integró el mecanismo que permite el movimiento vertical de la suspensión y la mangueta que permite la conexión entre la estructura de la suspensión y el interior de la rueda, utilizando para ello una gran variedad de conectores y modelando algunos componentes como sólidos rígidos ya que no se precisaba conocer el estado tensional de dicho elementos. Además, el nuevo modelo permitía la ejecución del cálculo basado en la no linealidad que se produce el sistema, implementando la hipótesis de grandes desplazamientos y pequeñas deformaciones [4].

Se desconoce si los valores de los esfuerzos internos que se obtuvieron con este modelo se corresponden con los que aparecen realmente en la estructura, ya que para ello habría que implementar un sistema de adquisición de datos en la estructura que permitiera la lectura de las deformaciones locales que se producen en los elementos de la estructura. Sin embargo, analizando los valores y los órdenes de magnitud de los esfuerzos que se obtuvieron utilizando este modelo se concluyó que deberían estar muy próximos a los que se obtienen en la realidad durante las maniobras del monoplaza en pista. Un hecho experimental que respalda esta afirmación es que tras la finalización de esta temporada, la estructura del monoplaza no ha sufrido ningún fallo en servicio que estuviera provocado por un dimensionado erróneo de los componentes que la componen, siendo estos mucho más ligeros que los utilizados en la temporada pasada (un 40 % menor de peso), cuyas dimensiones habían sido escogidas en base a los resultados del modelo de cálculo matricial. Si utilizando un modelo con mayor semejanza con el problema real se han obtenido resultados más precisos y se ha comprobado que los elementos diseñados en base a esos resultados presentan un mejor comportamiento en servicio, además de una importante reducción de peso, quiere decir que el modelo que se ha utilizado permite simular con bastante precisión el comportamiento real del sistema.

El siguiente paso es determinar la barra más crítica, es decir, aquella con valores de esfuerzos internos más elevados y de mayor longitud, para estudiar el problema local de sustitución de dicha barra por otra fabricada de material compuesto y determinar así el comportamiento del laminado ante los esfuerzos internos que sufre dicha barra como componente del sistema de

4. Conclusiones del proyecto

suspensión del monoplaza. Tras analizar los valores de los esfuerzos internos que aparecen en los elementos de las estructuras de los sistemas de suspensión (suspensión trasera y delantera), se determinó que las barras que sufrían mayores esfuerzos internos se encontraban en la estructura de la suspensión delantera, y concretamente una de las dos barras que configuran el brazo superior de la estructura, donde se acoplan los esfuerzos internos de tracción y compresión propios de una estructura de estas características con los esfuerzos de flexión y cortante que aparecen por acoplamiento de la barra que activa el sistema de muelle-amortiguador durante el movimiento vertical de la suspensión.

Se presentaron las dos posibles variantes para modelar un tubo de material compuesto fabricado mediante el proceso de fabricación de *fillament-winding*, con el objetivo de elaborar dos modelos distintos para establecer conclusiones sobre cual de las dos posibles variantes se adapta mejor al comportamiento en servicio del tubo como componente de la estructura de la suspensión de vehículo, utilizando para ello los esfuerzos internos escogidos como más críticos en el modelo de cálculo estructural anterior. Uno de los modelos permite simular el patrón de tejido que aparece como consecuencia del proceso de fabricación (modelo de celdas), mientras que el otro modelo utiliza un concepto de capas equivalentes uniformes despreciando el patrón de tejido (modelo de capas). Además, para tener un tercer punto de vista sobre el comportamiento mecánico del tubo, se decidió elaborar un modelo analítico tal y como se recoge en [7].

Tras analizar detenidamente los resultados de los dos modelos, junto con los obtenidos en el modelo analítico, se afirmó que el modelo que permitía conocer con mayor detenimiento el comportamiento mecánico del laminado es el modelo de celdas. De forma que para diseñar correctamente el tubo de material compuesto, sería necesario utilizar un modelo similar para conocer con profundidad el estado tensión de las capas del laminado e implementar un posible mecanismo de fallo y conseguir así un diseño preciso de la estructura tubular. Por otro lado, sería conveniente utilizar el modelo de capas equivalentes para estudiar posibles estados de flexión del tubo una vez el laminado haya sido diseñado utilizando el modelo de celdas. Además, el modelo de capas, sería la opción más viable si se pretende utilizar el tubo de material compuesto como un elemento adicional de un modelo global de mayor alcance, ya que aunque no simule correctamente el comportamiento del laminado, sí permite simular el comportamiento mecánico del tubo en su conjunto con un menor coste computacional.

Como conclusión final del proyecto, no se ha realizado ningún estudio sobre el mecanismo de fallo que ocasionó el colapso de la estructura ya que este hecho superaba el alcance de este proyecto. A la vista de los resultados de los modelos del tubo aislado, los valores de tensión y deformación que se producen no deberían de haber provocado fractura catastrófica de los elementos que se registró en aquel incidente. Por lo que se sospecha que la fractura de los componentes fue ocasionada por posibles defectos durante el proceso de fabricación además de una posible inestabilidad por pandeo a la vista de los resultados de los análisis a pandeo recopilados en la tabla 3.19. En el proceso de fabricación se observó que durante la formación de las celdas unidad en la etapa de bobinado, algunas de las bandas de fibra de carbono impregnadas en la resina no se asentaban en el molde del tubo perfectamente adyacentes unas de otras, dejando un espacio entre ellas. Esto provoca que cuando se comience a bobinar la siguiente capa de tejido sobre la anterior exista un hueco entre las capas de tejido, dando lugar a que en varias regiones del tubo haya un número de capas menor al establecido. En la figura 3.19 puede visualizarse este espacio generado entre dos bandas de fibras adyacentes.

4. Conclusiones del proyecto



Figura 4.0.1.: Defecto de fabricación durante el proceso de bobinado.

Observando la fractura de los componentes de la estructura, la teoría de los defectos de fabricación junto con la inestabilidad por pandeo cobra fuerza. La fractura de los tubos se produjo en la dirección perpendicular a las fibras, es decir, la fractura tuvo lugar debido a un fallo en la matriz de resina. Este fallo de la matriz se sospecha que estuviera ocasionado por las deflexiones durante el pandeo de los componentes que junto con la posibilidad de que hubiera menos capas de tejido de las prevista, dieran como resultado la fractura del componente por esa zona.

5. Propuestas de investigación

En este capítulo se recogerán posibles propuestas de investigación con el objetivo de profundizar más en el cálculo estructural de los sistemas de suspensión de los monoplazas de competición, así como en el estudio del comportamiento mecánico de los tubos de material compuesto fabricados mediante el proceso de fabricación de *fillament-winding*.

Comenzando con el modelo de cálculo estructural sería de gran utilidad conocer el comportamiento dinámico de la estructura de los sistemas de suspensión. Realmente el vehículo realiza las maniobras sobre la pista a alta velocidad, de modo que igual de importante es conocer los esfuerzos internos del sistema ante cargas estática como ante cargas dinámicas. Además en este tipo de análisis cobra importancia la fuerza de amortiguación que introduce el amortiguador, la cual depende de la velocidad de movimiento vertical del sistema. Estos análisis dinámicos podrían comenzar calculando las frecuencias naturales del sistema y realizando posteriormente un barrido en frecuencia de las cargas que sufre el sistema para estudiar el estado tensional de los componentes en los picos de resonancia de la estructura. Por otro lado sería conveniente realizar un análisis ante una irregularidad en el asfalto tipo bache modelándolo como un impulso con una determinada amplitud.

Otro posible avance en este modelo sería el de comprobar los resultados de los análisis mediante la medida de las deformaciones locales durante el movimiento del monoplaza en pista. Fue uno de los objetivos de la temporada el implementar un sistema de adquisición de las deformaciones locales programando un puente de Wheatstone y utilizando bandas extensométricas, pero finalmente por motivos económicos no pudo llevarse a cabo el proyecto.

En cuanto a los modelos del tubo aislado de la estructura, quizás el primer paso que habría que dar es el de comprobar los resultados de los análisis numéricos mediante ensayos destructivos controlados en el laboratorio. Es de gran importancia comprobar si los resultados de los análisis en elementos finitos se asemejan a los que puedan obtenerse en el laboratorio realizando ensayos de tracción, compresión y flexión, midiendo las deformaciones locales en la celda unidad para definitivamente afirmar si el patrón de tejido tiene influencia ante estos estados de carga. Muchos son los estudios que recogen resultados experimentales sobre componentes fabricados mediante este proceso de fabricación, pero como ya se dijo, ninguno utiliza los productos de este proceso con el fin que recoge este proyecto. La tensión con la que las bandas de fibras se bobinan sobre el molde tiene gran influencia sobre la flexibilidad final del tubo, por lo que sería de gran utilidad realizar análisis experimentales para caracterizar el laminado de varios tubos variando el parámetro de tensión de bobinado.

En segundo lugar, podría procederse con un posible diseño del laminado de los tubos ya que como se ha comprobado, las 6 capas de tejido que dan lugar a 12 capas unidireccionales soportan con creces las tensiones y deformaciones que aparecen, de modo que el laminado podría estar formado por un número menor de capas. Además sería conveniente variar la secuencia de apilado utilizando el ángulo de orientación de las fibras como parámetro, cierto es que cuanto menor sea el ángulo mejor comportamiento mecánico mostrara el tubo ya que prácticamente todos los tubos de la estructura trabajan con cargas axiales. Sin embargo, debido a la presencia de flectores y cortantes puede ser de gran utilidad conocer si reforzar el laminado del tubo con capas orientadas con ángulos superiores da como resultado un comportamiento en servicio

5. Propuestas de investigación

de mayor calidad. Como complemento al diseño del laminado, existe la posibilidad de implementar un mecanismo de fallo durante los análisis en elementos finitos junto con un modelo que permita modelar los defectos de fabricación mencionados anteriormente para determinar cuanto afectan dichos defectos de fabricación al comportamiento mecánico del tubo.

Como última propuesta, sería conveniente implementar en un programa de elementos finitos un modelo similar al utilizado para el cálculo estructural de acero en Abaqus, pero en este caso sustituyendo los componentes del acero por los tubos de material compuesto diseñados previamente. Pudiendo así comprobar si el comportamiento del laminado previsto de forma local se equipara al que pueda aparecer como componentes de la estructura de los sistemas de suspensión del vehículo.

A. Modelo de cálculo matricial en Matlab

A.1. Función *MSA.m*

La función *MSA.m* es un algoritmo diseñado por Hossein Rahani [11] al cual tuvimos acceso a través de *Mathworks* [1]. *Mathworks* es una plataforma que ofrece soporte a los usuarios con licencia oficial de Matlab. En ella pueden encontrarse desde algoritmos diseñados por otros usuarios que deciden compartirlos (como es el caso que nos ocupa), descarga de paquetes de compatibilidad con otras plataformas (como por ejemplo para poder programar en *Arduino* desde *Matlab* y *Simulink*), hasta tutoriales realizados a través de *Webinar* donde profesionales que trabajan habitualmente con *Matlab* asesoran a los usuarios sobre las posibilidades que ofrece este software tan versátil. Dado que Matlab es un patrocinador oficial de Formula Student Germany, competición en la que el equipo *ARUS* ha participado en sus tres últimas ediciones, los miembros de los equipos que participan en ella tienen a su disposición una licencia oficial de *Matlab*, por lo que podemos tener acceso a la plataforma *Mathworks*.

El hecho de buscar una función que ejecutase un cálculo matricial de la estructura surge de la necesidad de conocer los esfuerzos que sufren los tubos que forman la suspensión del vehículo de una forma más exacta, ya que hasta entonces se habían calculado manualmente mediante equilibrio de nudos. Bien pues, tras una búsqueda de las diferentes soluciones que nos ofertaron los usuarios de la plataforma que habían compartido sus algoritmos, decidimos escoger esta porque era de las pocas funciones que permitía alternar entre los elementos de una misma estructura configuraciones tipo beam y tipo truss, y la resolución de estructuras tridimensionales, entre otras prestaciones. Además es una de las mejores valoradas entre los usuarios de la plataforma.

La función *MSA.m* requiere como variables de entrada tipo estructura en la que se encuentra:

- Número total de elementos
- Número total de nodos
- Coordenadas de los nodos
- Conectividad y compatibilidad entre los nodos
- Grados de libertad de cada nodo en coordenadas globales
- Vector de cargas nodales
- Vector de cargas uniformemente aplicada en los elementos
- Constantes elásticas del material isótropo
- Constantes geométricas de la sección
- Ángulo de rotación de la sección respecto el sistema local de referencia de cada elemento
- Desplazamiento de asiento de nodos

Los nodos son los puntos situados al inicio y final de cada elemento, y que por tanto definen la posición del elemento y el sentido del sistema de coordenadas local. Los elementos son los cuerpos donde la función calcula los esfuerzos internos.

La función devuelve como variables de salida:

A. Modelo de cálculo matricial en Matlab

- Matriz de esfuerzos internos en los nodos inicial y final de cada elemento en coordenadas locales
- Desplazamientos de los nodos en coordenadas globales
- Fuerzas de reacción en los nodos anclados a tierra en coordenadas globales

A la vista de la cantidad de información que requiere la función *MSA.m* era necesario implementar un sistema que permitiese tanto una definición clara y lo más versátil posible de la estructura, como una interpretación útil de los resultados. De modo que se decidió utilizar las hojas de Microsoft Excel para ello.

A.2. Libro de Excel *DATOS.xlsx*

La hoja de *DATOS.xls* es un libro de excel que recoge de forma ordenada y gráfica las entradas que requiere la función, organizándola en diferentes hojas y tablas. El contenido de las hojas es el siguiente:

- En la hoja *nodos* se encuentra una tabla en la que aparecen: la numeración, las coordenadas en ejes globales y los grados de libertad de cada nodo (ver figura A.2.1).
- En la hoja *elementos* aparece otra tabla en la que pueden encontrarse la numeración de cada elemento, la conectividad entre los nodos según la numeración establecida en la tabla *nodos*, y las propiedades geométricas y elásticas de cada elemento (ver figura A.2.2).
- Por último aparecen tres hojas más (*F.Acel*, *F. Curva* y *F.Frenada*) en las que se definen sucesivamente los estados de carga de las maniobras de aceleración, frenada y transición en curva del vehículo. Dichas fuerzas se aplicaran en el punto de contacto ficticio que se estableció en los fundamentos teóricos de este proyecto, con carácter de cargas nodales y referidas al sistema de referencia global de la estructura. Para trasladar las cargas aplicadas en el punto de contacto a los puntos donde la estructura de la suspensión va conectada al interior de la rueda se decidió utilizar elementos con una rigidez muy alta, de forma que se asemejaran lo máximo posible a elementos sólidos indeformables (ver figura A.2.3).

A. Modelo de cálculo matricial en Matlab

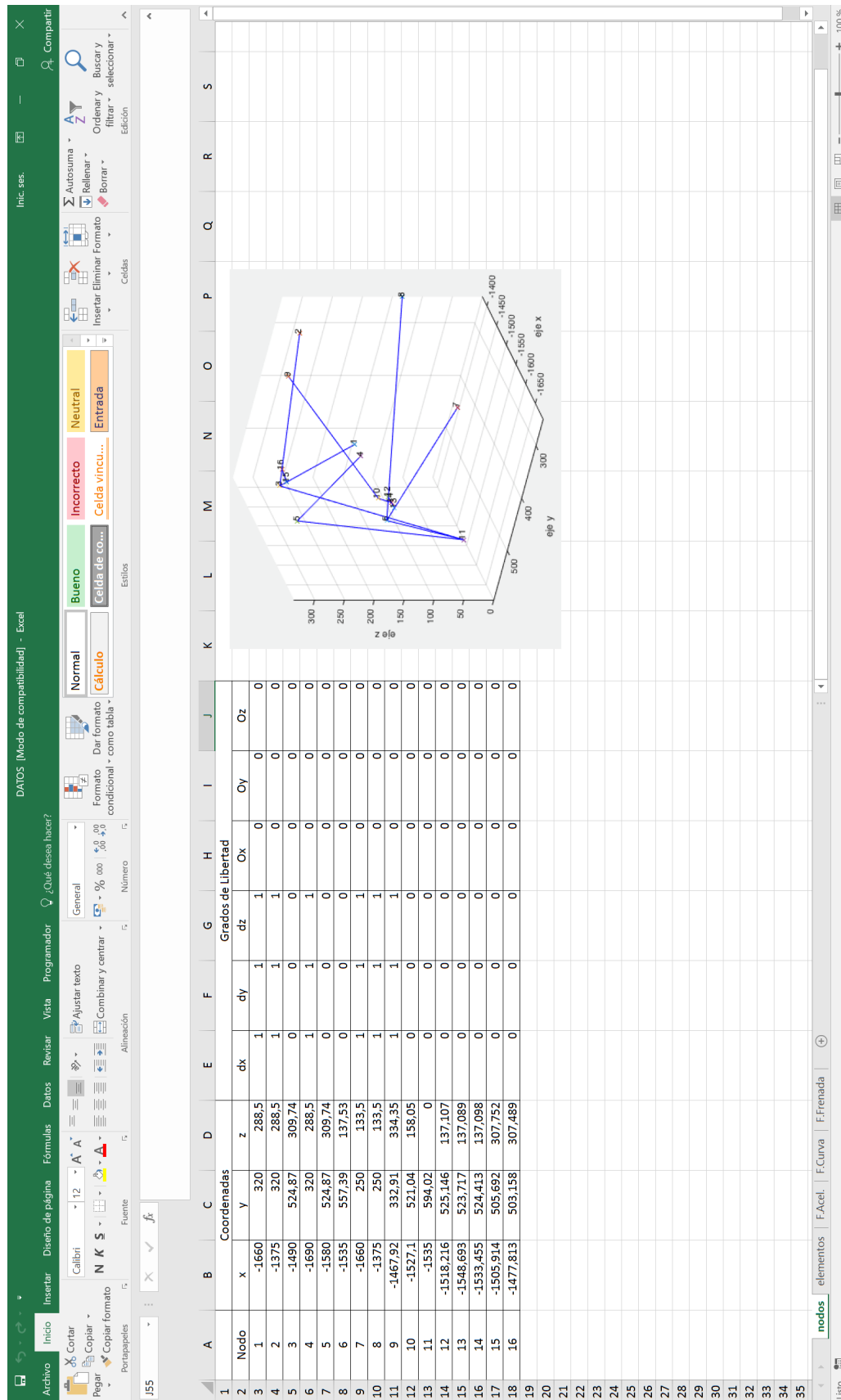


Figura A.2.1.: Hoja *nodos* del libro *DATOS.xlsx*.

A. Modelo de cálculo matricial en Matlab

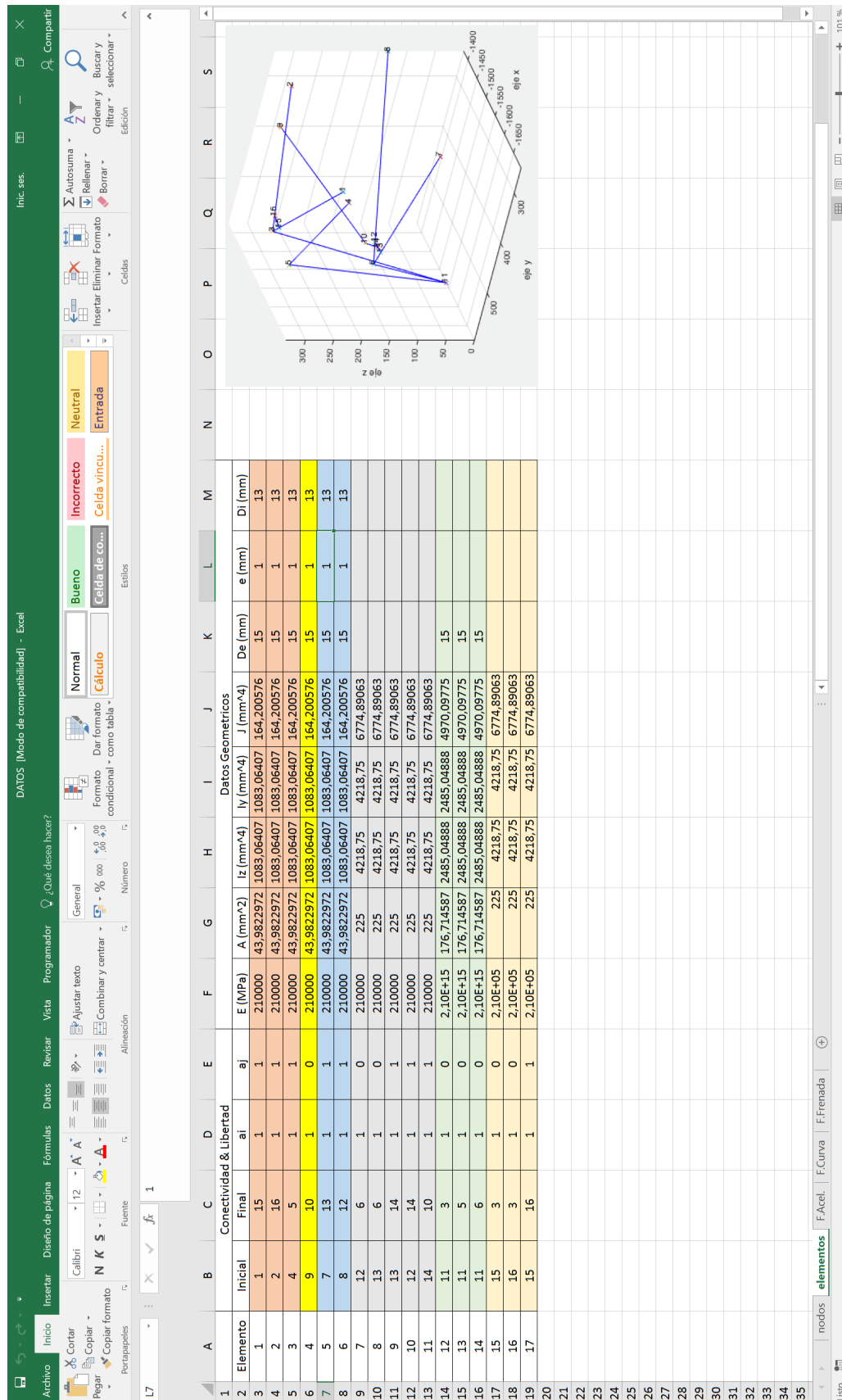


Figura A.2.2.: Hoja elementos del libro *DATOS.xlsx*.

A. Modelo de cálculo matricial en Matlab

	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M	N	O	P	Q	R	S
1																			
2																			
3																			
4																			
5																			
6																			
7																			
8																			
9																			
10																			
11																			
12																			
13																			
14																			
15																			
16																			
17																			
18																			
19																			
20																			
21																			
22																			
23																			
24																			
25																			
26																			
27																			
28																			
29																			
30																			
31																			
32																			
33																			
34																			
35																			

Figura A.2.3.: Hoja *F.Acel* del libro *DATOS.xlsx*.

A.3. Libro de Excel *RESULTADOS.xlsx*

La hoja de *RESULTADOS.xlsx* es un libro de Excel que recoge los desplazamientos nodales y los esfuerzos internos calculados en los nodos inicial y final de cada elemento, en varias hojas (una para cada estado de carga) y en tablas en las que se aplicaron operaciones condicionales para identificar mediante colores la mayor o menor magnitud de los valores de esfuerzos internos y desplazamientos que aparecían (ver figura....).

A. Modelo de cálculo matricial en Matlab

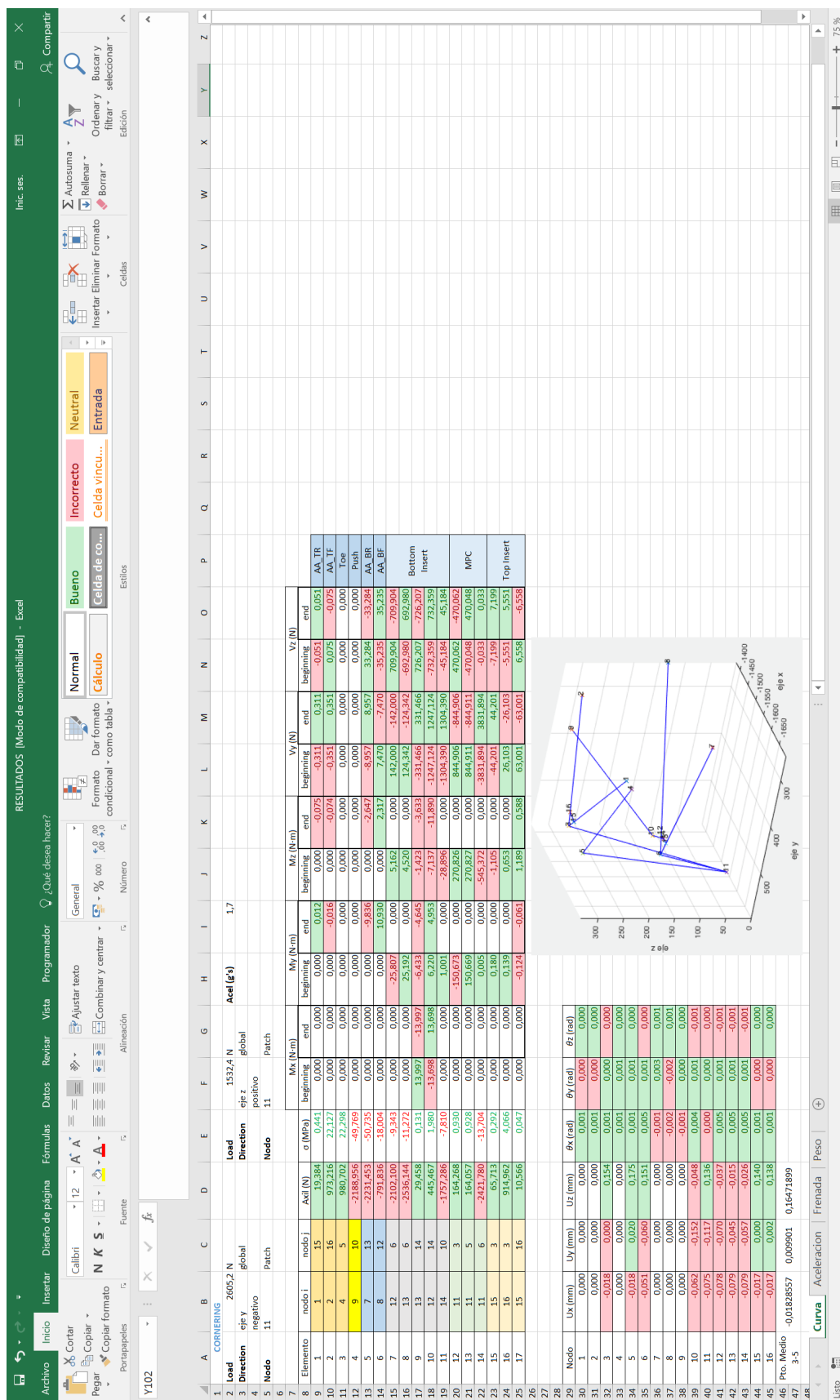


Figura A.3.1.: Hoja de resultados de curva del libro *RESULTADOS.xlst*.

A.4. Código Matlab *CalculaCurva.m*

En esta sección se muestra el código de Matlab con el que se desarrollo el cálculo matricial del estado de carga en curva de la suspensión trasera. El contenido de la función *MSA* [11] permanece oculto por motivos de preservar la propiedad intelectual del autor.

```
clear all
%% PARTE 1
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%% LECTURA DE DATOS
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

nodos=xlsread('DATOS.xls','nodos');
n=max(nodos(:,1)); %Numero de nodos
Coord=nodos(:,2:4); %Coordenadas de los nodos
elem=xlsread('DATOS.xls','elementos');
m=max(elem(:,1)); %Numero de elementos
Con=elem(:,2:5); %Elementos y conectividad de los nodos
DibujaEstructura(m,n,Coord,Con);
Re=nodos(:,5:10); %grados de libertad de los nodos

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%% Vector cargas nodales (Load)
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%% Colum 1:3 => fuerzas x,y,z en globales
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%% Colum 4:6 => momentos x,y,z en globales
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%% Cargas distribuidas en locales (w)
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%% Colum 1:3 => componentes x,y,z
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

Cargas=xlsread('DATOS','F.Curva');
Load=Cargas(:,2:7); % n*6 %
w=zeros(m,3); % m*3 -> carga distribuida

E=elem(:,6)'; %%% Constantes elásticas del Material: 1*m %%%
nu=0.3;
G=E/(2*(1+nu));
Area=elem(:,7)';
Iz=elem(:,8)'; %% Momento de inercia z-z %%
Iy=elem(:,9)'; %% Momento de inercia y-y %%
J=elem(:,10)'; %% Constante torsional %%

%% Asiento en apoyos & Angulo de rotacion de la seccion
St=zeros(n,6); % n*6 %
be=zeros(1,m); % 1*m %

%% Variable estructura (D)
D=struct('m',m,'n',n,'Coord',Coord,'Con',Con,'Re',Re,'Load',Load,'w',w,'E',E,'←
G',G,'A',Area,'Iz',Iz,'Iy',Iy,'J',J,'St',St,'be',be);

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%% Esfuerzos en sist local (Q)
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%% Fila 1:3 => Fuerzas x,y,z en locales, nodo inicial
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%% Fila 4:6 => Momentos x,y,z en locales, nodo inicial
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%% Fila 7:9 => Fuerzas x,y,z en locales, nodo final
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%% Fila 10:12 => Momentos x,y,z en locales, nodo final
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%% Desplazamientos en sist global (V)
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%% Fila 1:3 => Desp x,y,z en globales
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%% Fila 4:6 => Rot x,y,z en globales
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%% Reacciones en nodos (R)
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%% Fila 1:3 => Fuerzas x,y,z en globales
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%% Fila 4:6 => Momentos x,y,z en locales
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
```

A. Modelo de cálculo matricial en Matlab

```

%% PARTE 2
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%
%% FUNCION MSA
%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

[Q,V,R]=MSA(D);

%% PARTE 3
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%
%% EXPORTAR RESULTADOS
%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

Datos(:,1)=elem(:,1);
Datos(:,2)=elem(:,2);
Datos(:,3)=elem(:,3);

% Axiles y Tensiones debidas a axil %
AT(:,1)=Q(7,:);

for i=1:m
    AT(i,2)=AT(i,1)/Area(i);
end

%Flectores%
MF=zeros(m,6);
for i=1:m
    MF(i,1)=Q(4,i);
    MF(i,2)=Q(10,i);
    MF(i,3)=Q(5,i);
    MF(i,4)=Q(11,i);
    MF(i,5)=Q(6,i);
    MF(i,6)=Q(12,i);
end
MF=MF/1000;

%Cortantes%
EC=zeros(m,4);
for i=1:m
    EC(i,1)=Q(2,i);
    EC(i,2)=Q(8,i);
    EC(i,3)=Q(3,i);
    EC(i,4)=Q(9,i);
end

% Desplazamientos %
UV(:,1)=nodos(:,1);
UV(:,2)=V(1,:);
UV(:,3)=V(2,:);
UV(:,4)=V(3,:);
UV(:,5)=V(4,:);
UV(:,6)=V(5,:);
UV(:,7)=V(6,:);

xlswrite('RESULTADOS.xls',Datos,'Curva','A9');
xlswrite('RESULTADOS.xls',AT,'Curva','D9');
xlswrite('RESULTADOS.xls',UV,'Curva','A30');
xlswrite('RESULTADOS.xls',MF,'Curva','F9');
xlswrite('RESULTADOS.xls',EC,'Curva','L9');

xlswrite('RESULTADOS.xls',nodos(:,1:4),'Peso','A3');
xlswrite('RESULTADOS.xls',elem,'Peso','G3');

```

B. Modelo FEM cálculo estructural del sistema de suspensión

En este apéndice se va a desarrollar el modelo de elementos finitos implementado en Abaqus CAE 6.12 que permite simular el comportamiento de la estructura de los sistemas de suspensión del ART-17. Para la construcción del modelo es necesario completar una serie de pasos recogidos en los diferentes módulos que presenta el programa, comenzando por una representación gráfica y ensamblaje de los elementos que configuran la estructura hasta la resolución de los diferentes estados de carga. Cada uno de los pasos llevados a cabo para montar el modelo serán detallados a continuación en este apéndice.

B.1. Módulo *Part*

En este módulo se desarrolla la geometría de los distintos elementos que forman parte de la estructura de la suspensión. En el caso que nos ocupa, la geometría consta únicamente de los puntos geométricos que definen las uniones de las distintas barras que forman la estructura entre sí, y de la estructura con el chasis. Dichos puntos geométricos determinan también la longitud de cada uno de los tubos que configuran la estructura. Una vez se ha definido la ubicación de cada punto de conexión, estos se unen entre sí mediante elementos *wires*. Dichos elementos no son más que líneas geométricas que terminarán por esbozar completamente la posición de cada tubo en la estructura.

Para posicionar correctamente los puntos de conexión es necesario asegurarse que todos ellos tienen el mismo sistema de referencia. Para ello el primer paso una vez se ha abierto el módulo *Part* es seleccionar la opción *Point* del cuadro que aparece en pantalla automáticamente una vez se abre el módulo *Part*. El primer punto que crea Abaqus siempre lo toma como punto de referencia (*Reference Point*) por lo que le daremos a este punto las coordenadas de $(0, 0, 0)$ del sistema global de referencia con el que trabaja Abaqus. Este primer paso puede visualizarse en la figura B.1.1.

B. Modelo FEM cálculo estructural del sistema de suspensión

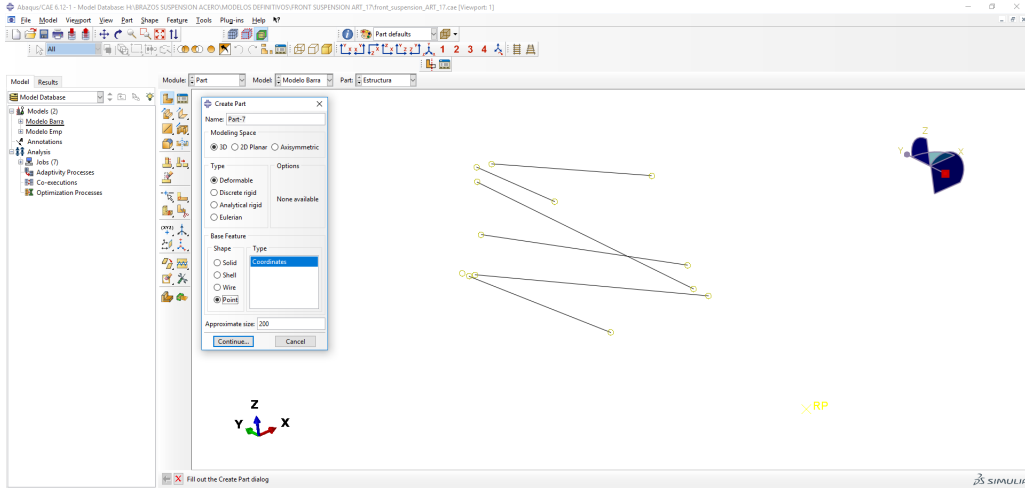


Figura B.1.1.: Definición del punto de referencia (*Reference Point, RP*).

Una vez se ha definido el punto de referencia, el siguiente paso es introducir las coordenadas de cada uno de los puntos de la suspensión tomando como referencia este punto. Para ello seleccionamos la opción *Create Datum Point: Offset From Point* del menu del módulo *Part*. Las coordenadas de los puntos de la suspensión han sido extraídas de un software comercial con el que se realiza un cálculo cinemático del la suspensión (*Susprog*) y de *Catia*.

La última operación ha realizar en este módulo, consiste en la definición de las líneas que van a conectar los puntos de la suspensión y que en el siguiente módulo se convertirán en los tubos que configuran la estructura objeto de cálculo. Es importante en este punto seleccionar una correcta orientación a la hora de definir el punto inicial y final de la línea porque en el siguiente módulo es necesario determinar la orientación del sistema local de cada elemento y, aunque el usuario puede escogerla a su antojo, el programa tomará por defecto la seleccionada a la hora de definir la línea geométrica. Esto es importante para evitar confusiones a la hora de interpretar los resultados. Para definir cada una de las líneas se selecciona la herramienta *Create Wire: Point To Point*, como puede apreciarse en la figura B.1.2.

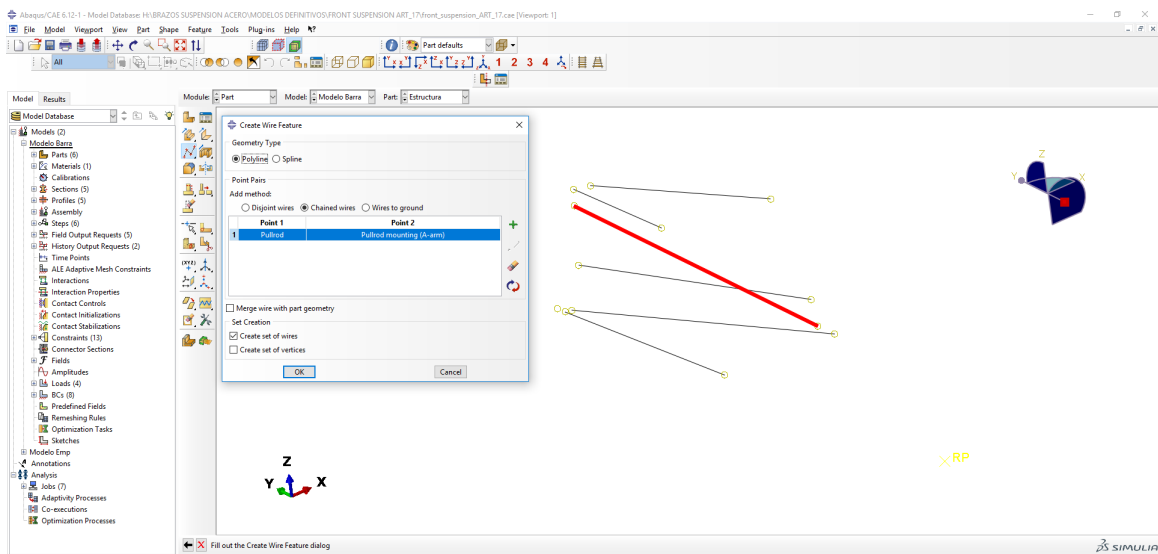


Figura B.1.2.: Definición de línea geométrica utilizando la herramienta *Create Wire: Point To Point*.

B. Modelo FEM cálculo estructural del sistema de suspensión

Para definir tanto la estructura de la suspensión delantera como la de la trasera se decidió definir varios *parts* con el fin de poder aplicar posteriormente en el módulo *interaction* las conexiones entre los distintos elementos más adecuadas. De modo que la distribución en cuanto a los *parts* de cada modelo es:

- *Estructura*: recoge la geometría de los elementos que configuran la estructura.
- *Insert Inferior*: recoge la geometría de la unión triangular inferior que configura uno de los brazos *A-Arms*.
- *Insert Superior*: recoge la geometría de la unión triangular que configura el otro brazo *A-Arm* de la estructura.
- *Mangueta*: recoge la geometría triangular que modela el comportamiento de la *mangueta*.
- *Rocker*: recoge la geometría triangular que modela el comportamiento del *rocker*.

Es importante que en los *parts* *Rocker* y *Mangueta* se defina un punto de referencia extra ya que estos serán tratados como sólidos rígidos a la hora de realizar los cálculos y el programa modela los seis grados de libertad de un sólido rígido a través de un punto de referencia asociado a él. Esto se hará más adelante en el módulo *Interaction*.

B.2. Módulo *Property*

En este módulo se lleva a cabo la definición del material que va a portar la geometría creada en el módulo *Part*, además de la sección tubular escogida y de la orientación local de cada tubo que configura la estructura.

El primer paso consiste en la definición del material. En este caso el material de los tubos es un acero al carbono de alta resistencia, de modo que al tratarse de un material isotrópico, únicamente son necesarios para caracterizarlo el módulo de elasticidad y el coeficiente de Poisson. Para ello seleccionamos la pestaña *Create Material* e introducimos las propiedades correspondientes, tal y como puede apreciarse en la figura B.2.1.

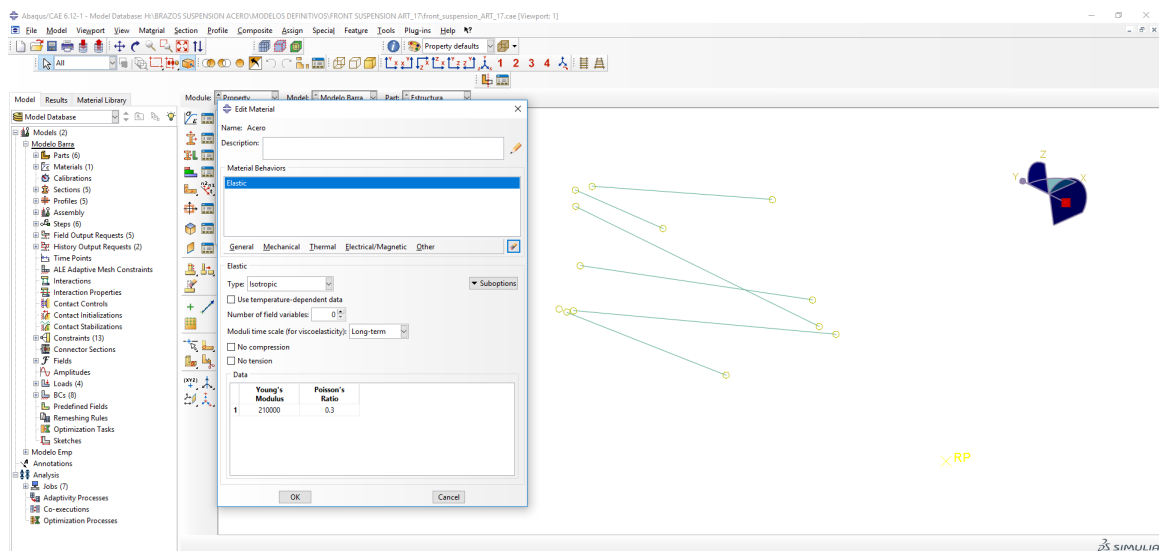


Figura B.2.1.: Definición del material en el módulo *Property*.

Como la mayoría de los programas de elementos finitos las unidades las define el usuario al definir las propiedades del material y las condiciones de contorno en cargas, de modo que es

B. Modelo FEM cálculo estructural del sistema de suspensión

importante en este punto conocer las unidades con las que se va a trabajar. En este caso el módulo de elasticidad se ha definido en MPa.

El segundo paso en este módulo consiste en la definición de la sección circular y su posterior asignación a cada una de las líneas definidas en el módulo *Part* de forma que ya quedan definidos cada uno de los tubos de la estructura, a falta de seleccionar el sistema de orientación local de cada uno. Para ello se utilizan las herramientas *Create Profile*, *Create Section* y *Assign Section* (ver figuras B.2.2 y B.2.3). A la hora de seleccionar la sección se escogerá una tipo *Beam* y no tipo *Truss*, ya que todos los elementos de la estructura no tendrán un carácter de viga articulada en sus extremos. Las características de secciones tubulares de los tubos que configuran cada suspensión están recogidas en la tabla 2.6.

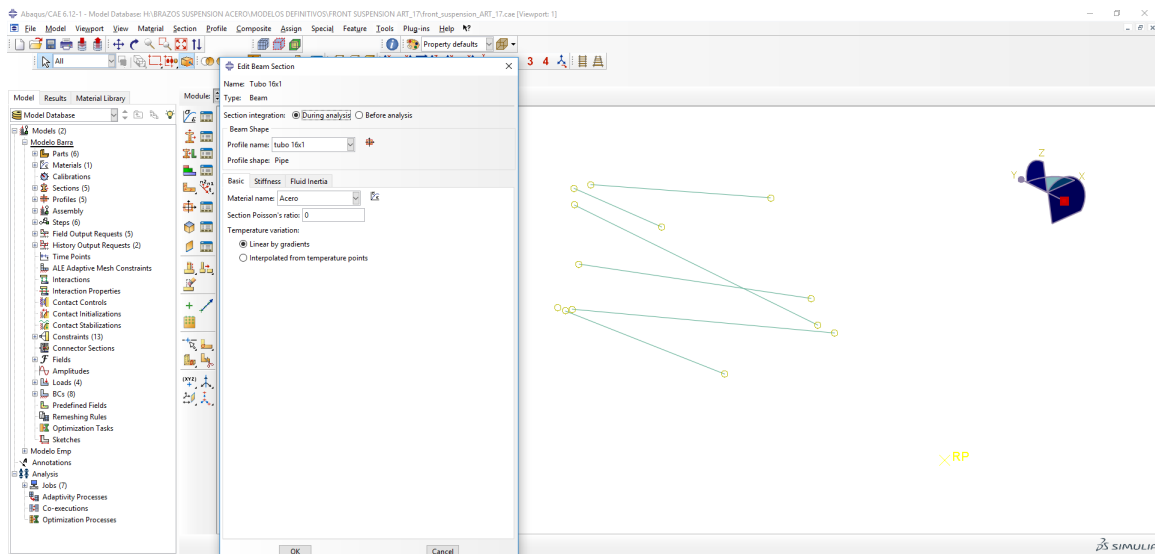


Figura B.2.2.: Definición del tipo de sección.

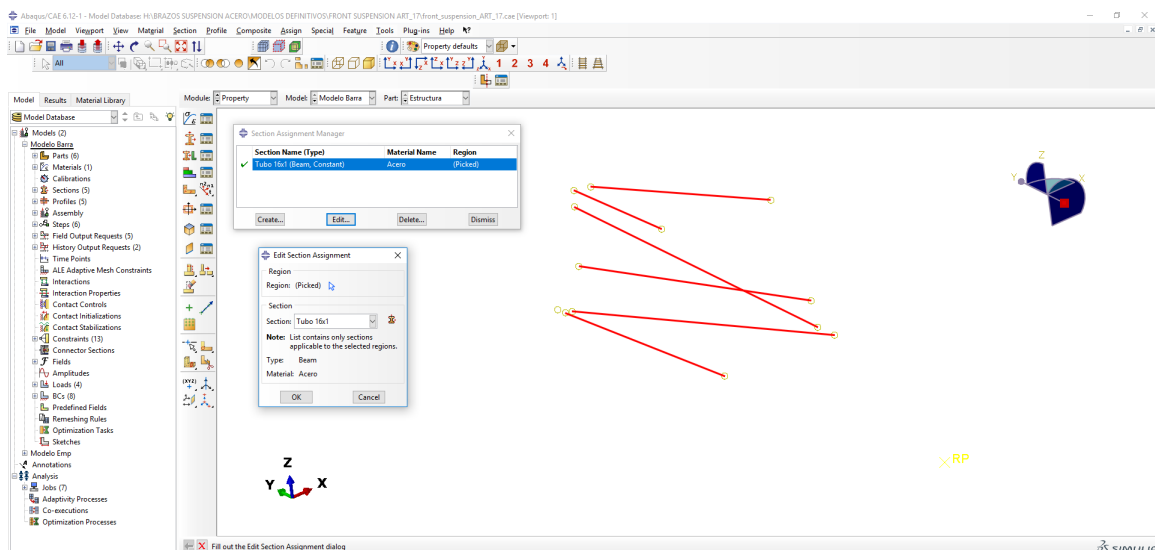


Figura B.2.3.: Asignación a cada línea geométrica.

Por último en este módulo y al tratarse de un modelo de barras, es necesario determinar el sistema de orientación local de cada línea a la que ha sido asignada una determinada sección.

B. Modelo FEM cálculo estructural del sistema de suspensión

Como se mencionó en el apartado anterior, la orientación por defecto es la generada a la hora de definir la línea entre los dos puntos geométricos. Esta orientación es la utilizada en este modelo, aunque el usuario puede escoger la que crea necesaria en cada caso. Es obligatorio para realizar los cálculos asociar una orientación de la sección en un modelo de barras. Para ello se utiliza la herramienta *Assign Beam Orientation* como puede apreciarse en la figura B.2.4

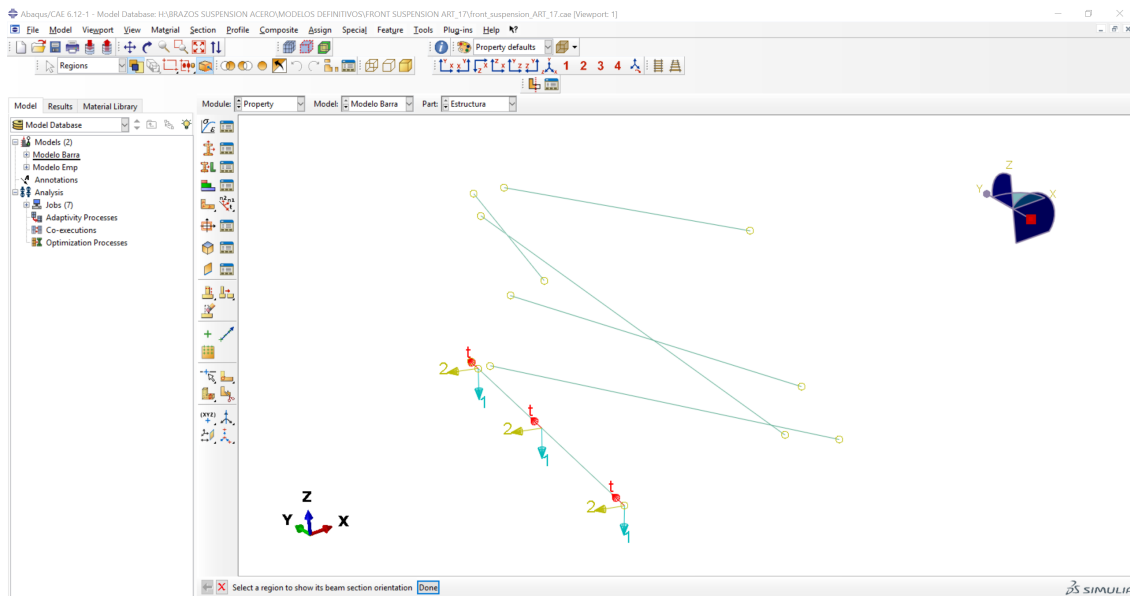


Figura B.2.4.: Definición de la orientación local de la sección de la barra FAA_BR.

B.3. Módulo *Assembly*

En este módulo es donde se produce el ensamblado de cada uno de los *parts* generando la geometría final del problema a resolver. En el caso que nos ocupa, al insertar cada uno de los *parts* en este módulo se generará la geometría final de la estructura, como recoge la figura B.3.1. Cada vez que un *part* sea introducido en este módulo el programa dará la opción de introducirlo como geometría dependiente o independiente. Una geometría dependiente es aquella que esta asociada directamente a la geometría del *part* que se ha introducido, de forma que cuando vaya a mallarse la geometría, la malla se hará sobre la geometría del módulo *Part* y la geometría que aparece en el módulo *Assembly* quedará automáticamente mallada. Esto último es de gran utilidad cuando una misma pieza se repite en el conjunto de la estructura objeto de análisis, por ejemplo una unión atornillada. Por otro lado, una geometría independiente permite romper la conexión que existe con la geometría del módulo *Part* y crear una geometría con las mismas características pero independiente de la definida en el módulo *Part*. Si una geometría es definida como independiente tendría que ser mallada sobre la geometría del módulo *Assembly*.

B. Modelo FEM cálculo estructural del sistema de suspensión

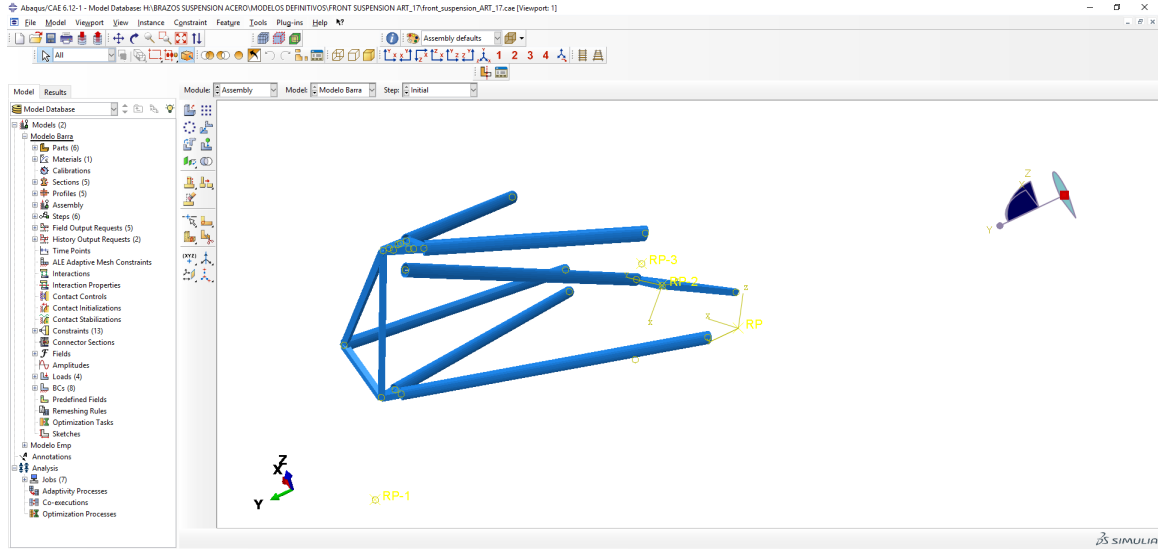


Figura B.3.1.: Geometría de la estructura de la suspensión delantera en el módulo *Assembly*.

No es necesario para esta geometría aplicar relaciones de restricción entre los distintos *parts* para posicionarlos, ya que el hecho de haber definido cada uno de ellos desde el mismo punto de referencia hace que al realizar el ensamblaje de la estructura cada uno de ellos quede posicionado en el lugar que le corresponde.

B.4. Módulo *Step*

El objetivo de este módulo es definir los diferentes pasos de carga (*steps*) que se van a calcular para cada estructura. Como se ha nombrado en repetidas ocasiones en esta memoria, a las dos configuraciones de las estructuras no se le aplicarán todos los estados de carga, si no aquellos más críticos para cada una de ellas.

Es importante seleccionar la opción de geometría no lineal (*Non Linear Geometry, NLgeom*) cuando se defina cada paso de carga, de forma que el programa tenga en cuenta la hipótesis de grandes desplazamientos cuando realice los cálculos. Al seleccionar esta opción, es recomendable que los incrementos iniciales, los mínimos y los máximos de cada paso de carga estén controlados para ayudar al programa a resolver el paso de carga de una forma más óptima (ver figura B.4.1).

Para definir un paso de carga que permita calcular los modos de pandeo de un sistema se procede creando un nuevo *step*, y posteriormente seleccionando las opciones de *Linear perturbation* y *Buckle*. El siguiente paso es seleccionar en la ventana emergente los modos de pandeo que quieren calcularse, en este caso se han seleccionado los cinco primeros (*Number of eigenvalues requested*).

B. Modelo FEM cálculo estructural del sistema de suspensión

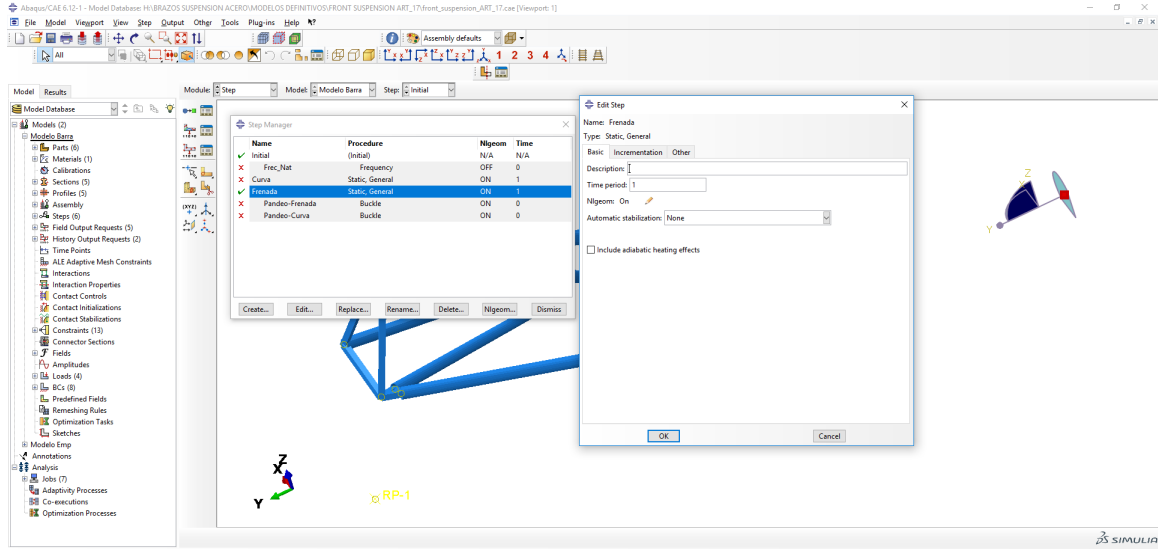


Figura B.4.1.: Definición del estado de carga en frenada para la suspensión delantera.

El siguiente punto a completar en este módulo es determinar cuales serán las salidas que queremos que el programa devuelva como resultado al calcular cada estado de carga. Esto se hace seleccionando la herramienta *Field Output Request*. Para el caso que nos ocupa pediremos como variables de salida al programa: tensiones, deformaciones, desplazamientos, esfuerzos y reacciones de cada una de las barras que forman la estructura de cada suspensión. En los casos de carga de pandeo se pedirán como variables de salida únicamente los desplazamientos de la estructura que permitirán visualizar la deformada asociada a cada modo de pandeo.

B.5. Módulo *Interaction*

Este módulo tiene la función de modelar las interacciones que se producen entre los distintos *parts* que fomar parte del *assembly* de la estructura. El principal objetivo en este módulo es modelar los acoplamientos que se producen en la uniones entre los tubos y las uniones triangulares, entre las uniones triangulares con la mangueta, modelar el acoplamiento entre las barras *push/pull* con el *rocker*, y por último, modelar el elemento muelle de la suspensión. Además en esta sección se le darán las propiedades de sólido rígido a las *manguetas* y *rockers*.

Para modelar acoplamientos entre dos elementos, ya sean estos sólidos deformables o rígidos, Abaqus presenta una amplia librería de conectores que permiten acoplar dos elementos combinando los grados de libertad de los tres giros y los tres desplazamientos de los dos puntos que se quieren conectar. La librería de conectores de Abaqus está dividida en:

- Assembled/Complex connections
- Basic connections
- Multy Points Connections (MPC)

Los conectores tipo *basic conexiones* están subdivididos en conectores para acoplar grados de libertad de translación (*translational*) y conectores para acoplar grados de libertad de rotación (*rotational*), pudiendose combinar unos y otros según sea necesario. los conectores tipo *assembled/complex conexiones* son conectores que presentan una combinación ya definida de grados de libertad de translación y rotación sin necesidad de que dicha combinación tenga que ser definida mediante conectores tipo *basic conexiones*, como por ejemplo para modelar

B. Modelo FEM cálculo estructural del sistema de suspensión

una junta cardan. Por último están los conectores tipo *MPC*, que a diferencia de conectar sólo dos puntos como hacen el resto de conectores, estos permiten conectar los grados de libertad de un punto (*master node*) a los grados de libertad de varios puntos a la vez (*slave nodes*), disminuyendo las ecuaciones de compatibilidad del problema para reducir los tiempos de cálculo. Existe una gran variedad de conectores MPC según los grados de libertad y el tipo de acoplamiento más adecuado para cada situación. Un resumen de los tipos de conectores descritos anteriormente se encuentra en la tabla B.1, extraída de la documentación de Abaqus. Una descripción mas detallada de la función de cada tipo de conector y de como implantarlos se encuentra en la documentación del programa.

Cuadro B.1.: Tipos de conectores disponibles en Abaqus [5].

Basic Types		Assembled/Complex Types	MPC Types
Translational	Rotational		
Accelerometer	Align	Beam	Beam
Axial	Cardan	Bushing	Elbow
Cartesian	Constant Velocity	CV Joint	Link
Join	Euler	Cylindrical	Pin
Link	Flexion-Torsion	Hinge	Tie
Proj. Cartesian	Flow-Converter	Planar	User-defined
Radial-Thrust	Proj. Flex-Tors.	Retractor	
Slide-Plane	Revolute	Slip Ring	
Slot	Rotation	Translator	
	Rotation-Accelerometer	U Joint	
	Universal	Weld	

En este model se emplearán conectores tipo *MPC* para modelar los acoplamientos entre los tubos y las *manguetas* y *rockers*. Por otro lado, en lugar de utilizar un conector *axial* para modelar el muelle de la suspensión, Abaqus permite definir un sistema muelle-amortiguador de una forma más sencilla y directa mediante una herramienta específica que se detallará más adelante. De modo que los conectores *MPC* utilizados en este modelo son:

- *MPC Tie*: para modelar las uniones entre los tubos y las uniones triangulares. Este tipo de *MPC* permite acoplar, en coordenadas globales, todos los grados de libertad del nodo maestro y del nodo esclavo, de forma que estos actúan como si fueran un mismo nodo. Se ha escogido este *MPC* porque los tubos van soldados a las uniones triangulares (ver figura B.5.2).
- *MPC Pin*: para modelar las rótulas que acoplan la mangueta a la estructura de la suspensión. Este tipo de conector permite acoplar únicamente los desplazamientos del nodo maestro al esclavo, de forma que los giros de estos quedan desacoplados, tal y como funciona una unión articulada entre dos elementos (ver figura B.5.1 y B.5.2).
- *MPC Link*: para modelar el acoplamiento entre el extremo del *push/pull* y la unión triangular, en el caso de la suspensión delantera es la unión triangular superior y en el caso de la suspensión trasera es la unión triangular inferior. Este tipo de *MPC* funciona de forma similar al caso anterior con la salvedad de que crea una unión rígida entre el nodo maestro y los nodos esclavos, de forma que mantiene constante la distancia entre ambos en todo momento (ver figura B.5.1 y B.5.2).

B. Modelo FEM cálculo estructural del sistema de suspensión

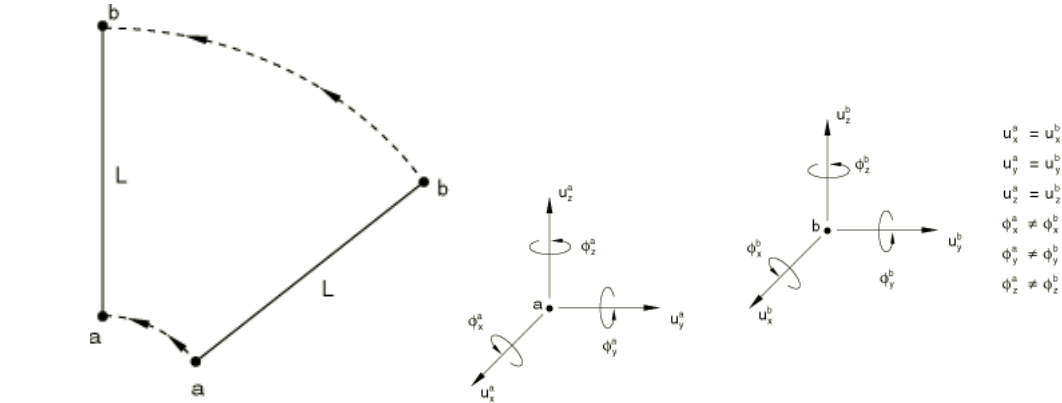


Figura B.5.1.: *MPC Link* (izquierda) y *MPC Pin* (derecha) [5].

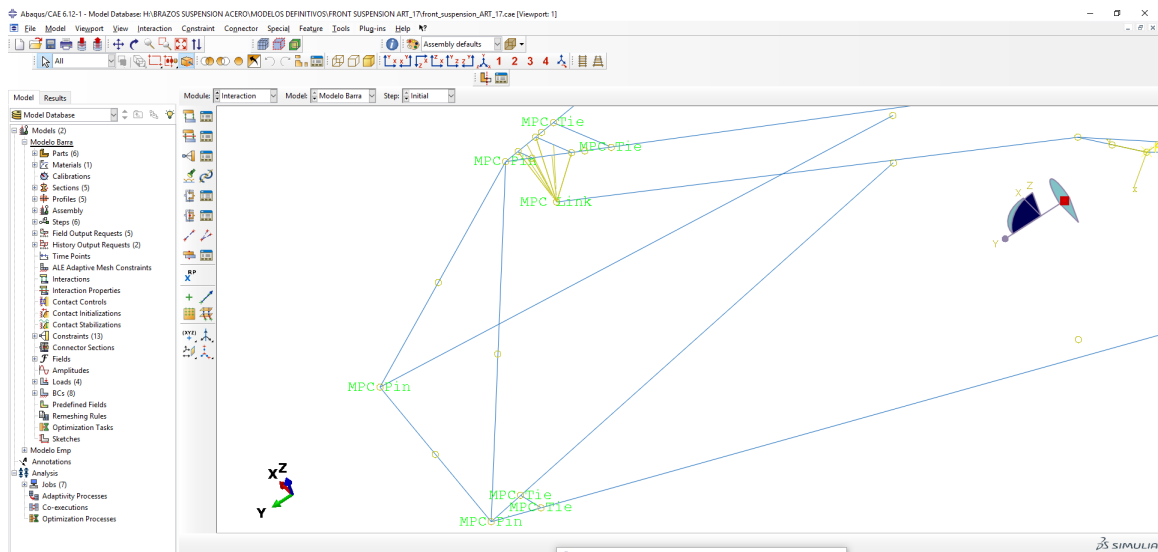


Figura B.5.2.: Conectores en la suspensión delantera.

Para definir los conectores tipo *MPC* se utiliza la herramienta *Create Constraint*, escogiendo en el menú que aparece a continuación la opción *MPC Constraint*. En la figura 3.2.1 se muestra la definición del *MPC Link* para modelar la unión del *pull* con el triángulo superior de la suspensión delantera.

B. Modelo FEM cálculo estructural del sistema de suspensión

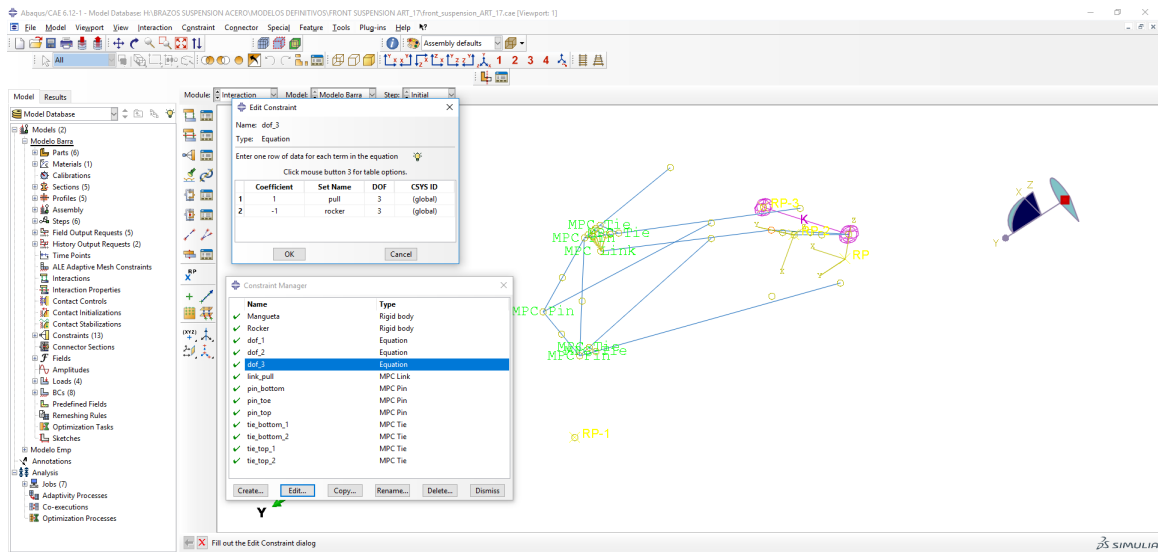


Figura B.5.4.: Ecuación de compatibilidad del desplazamiento en el eje z global entre el *pull* y el *rocker* delantero.

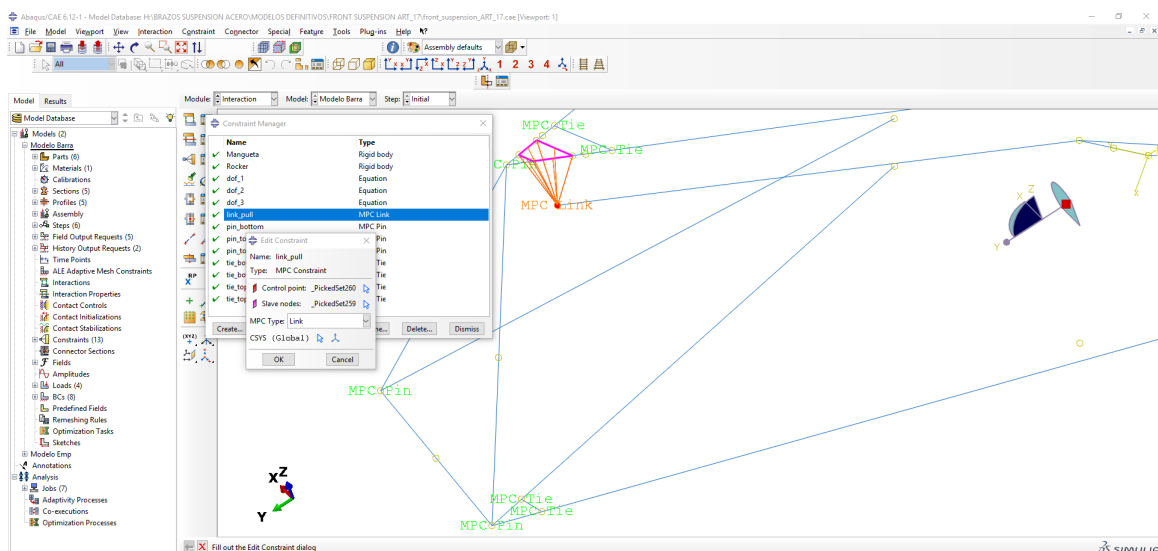


Figura B.5.3.: Definición del *MPC Link* del *pull* de la suspensión delantera.

Por último, el acoplamiento entre las barras *push/pull* ha sido modelado mediante ecuaciones de compatibilidad. Abaqus permite el acoplamiento de dos regiones mediante el uso de ecuaciones de compatibilidad que el usuario define. Para ello es necesario aislar la geometría donde se quieran aplicar las ecuaciones de compatibilidad en diferentes *sets*. Un *set* puede definirse como una región dentro del módulo *Part* donde el usuario ha decidido agrupar parte de la geometría. Esta herramienta es muy útil ya que permite agrupar regiones de la geometría que se esté analizando para aplicar restricciones sólo a ese conjunto y visualizar sólo esa región, entre otras aplicaciones. Los *sets* en los que sólo se agrupan superficies se denominan *Surfs*.

Una vez se han aislado los puntos del *rocker* y del *push/pull* en dos *sets* diferentes se procede aplicando las ecuaciones de compatibilidad seleccionando la opción *Equation* de la herramienta *Create Constraint* (ver figura B.5.4).

Para modelar un sólido rígido, Abaqus presenta dos posibilidades. La primera de ellas consiste

B. Modelo FEM cálculo estructural del sistema de suspensión

en modelar el sólido rígido en el módulo *Part*, definiendo el *part* que se va a crear como un sólido rígido. La segunda consiste convertir un sólido que se ha definido previamente como deformable en un sólido rígido mediante una *constraint*. Cualquiera de estas dos posibilidades requiere la definición de un punto de referencia (*reference point*) ya que Abaqus va a aplicar las ecuaciones de equilibrio y compatibilidad para resolver el problema sobre un punto del sólido rígido, que es este punto de referencia. Esta segunda opción es la utilizada en este modelo ya que todos los *parts* han sido definidos teniendo en cuenta el mismo punto de referencia de modo que, si los *parts* de la geometría que se van a modelar como sólido rígido hubieran tenidos todos el mismo punto de referencia, el modelo se hubiera complicado a la hora de aplicar las condiciones de contorno en cargas y desplazamientos. El hecho de haber convertido la *mangueta* y el *rocker* posteriormente en sólido rígido, definiendo dentro del assembly de la estructura los puntos de referencias correspondientes, simplificó el modelo. Para aplicar esta *constraint* basta con seleccionar la opción de *Rigid Body* de la herramienta *Generate Constraint*.

Por último, para modelar el muelle, Abaqus posee una herramienta específica para modelar este tipo de sistemas, llamada *Springs/Dashpots* dentro del campo *Engineering Features* que cuelga del campo *Assembly* del árbol que aparece a la izquierda en la interfaz de Abaqus (ver figura B.5.5)

). Únicamente basta con seleccionar los puntos entre los que se va a crear el sistema muelle-amortiguador (sólo muelle en este caso ya que se va a realizar un cálculo estático) y determinar la rigidez y el coeficiente de amortiguamiento del sistema (ver figura B.5.5).

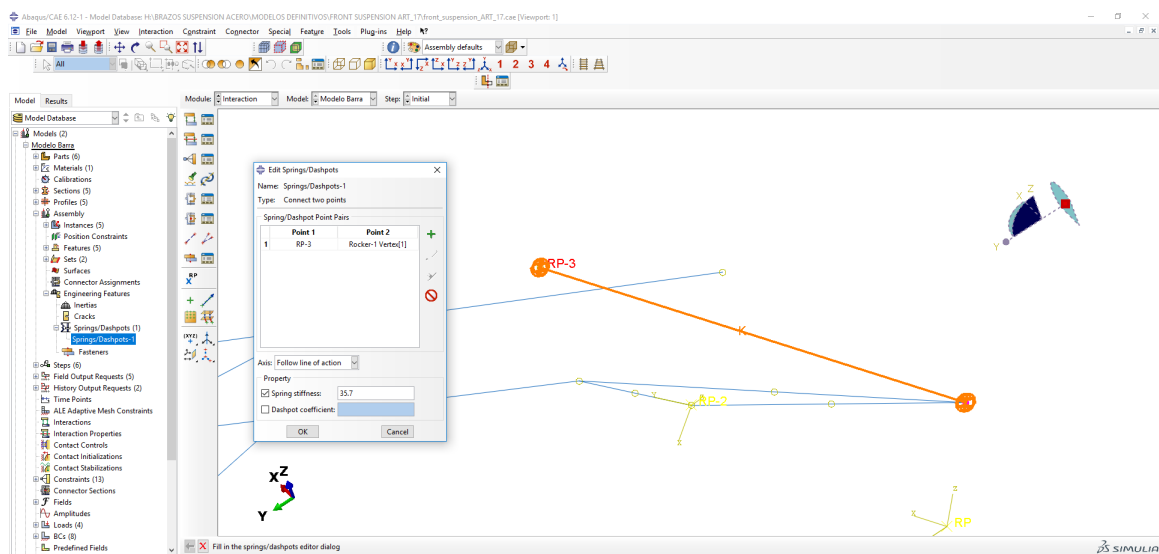


Figura B.5.5.: Definición del elemento muelle para la suspensión delantera.

B.6. Módulo *Load*

Este módulo tiene la función de definir las cargas y las condiciones de contorno que van a actuar sobre la geometría de la estructura. Es importante que las cargas y condiciones de contorno sean definidas sobre la geometría del problema y no sobre la malla, ya que si se ubican sobre la malla, cada vez que hubiera que cambiar el mallado del problema habría que redefinir las condiciones de contorno del problema.

Tanto las condiciones de contorno como las cargas, están relacionadas a un determinado paso

B. Modelo FEM cálculo estructural del sistema de suspensión

de carga, definido previamente en el módulo *Step*. De modo que es importante conocer que paso de carga se encuentra activo a la hora de definir las cargas y controlar que las cargas que actúen sobre un paso de carga no se trasladen al siguiente paso de carga, ya que por defecto Abaqus continua aplicando las condiciones de contorno y las cargas de un paso de carga al siguiente. Para evitar esto, cada vez que se ha definido un estado de carga y condiciones de contornos sobre la estructura (asociadas a un paso de carga), el resto de pasos de cargas deberían ser desactivados.

Las cargas que van a actuar sobre la estructura, tanto de la suspensión delantera como la de la trasera, han sido ya definidas en la tablas 1.1 y 1.2. Las cargas se aplican sobre el modelo mediante la herramienta *Create Load*, donde podemos encontrar diferentes tipos de definición de cargas, escogiendo en este caso la aplicación de una carga puntual. Dicha carga puntual se aplicará, en coordenadas globales, sobre el punto de contacto de la rueda con el asfalto, el cual corresponde con el punto de referencia de las *manguetas* que se han utilizado para dar la propiedad de sólido rígido a las mismas.

Para obtener los coeficientes de pandeo para cada caso de carga, únicamente hay que aplicar las mismas cargas que se han asociado a los diferentes estados de carga, pero esta vez asociadas al paso de carga de pandeo correspondiente (pandeo en curva, pandeo en frenada y pandeo en aceleración). La respuesta que se obtendrá serán los modos de pandeo de la estructura en términos de desplazamientos y los coeficientes de pandeo correspondientes asociados a cada modo.

Las condiciones de contorno que se van a aplicar consisten simplemente en impedir los desplazamientos globales de los puntos de conexión al chasis, ya que las uniones reales al mismo se realizan mediante rótulas. Sin embargo, es necesario aplicar unas condiciones de contorno locales a los *rockers* ya que estos han sido definidos como sólidos rígidos y únicamente se requieren que giren sobre su eje de rotación local para permitir el movimiento vertical de la suspensión. Para ello hay que crear un nuevo sistema de referencia asociado al *rocker* para indicar que las condiciones de contorno estarán referenciadas al nuevo sistema de coordenadas. Para ello se selecciona la herramienta *Create Datum CSYS: 3 Points*.

Para definir las condiciones de contorno se utiliza la herramienta *Create Boundary Condition*, donde igual que para definir un tipo de carga, encontramos diferentes posibilidades para definir unas condiciones de contorno sobre la geometría. Escogemos en este caso la opción de definir uno por uno los desplazamientos y los giros de cada punto mediante la opción *Displacement/Rotation*.

En la figura B.6.1 pueden visualizarse las condiciones de contorno y las fuerzas aplicadas para el casod de frenada en la suspensión delantera.

B. Modelo FEM cálculo estructural del sistema de suspensión

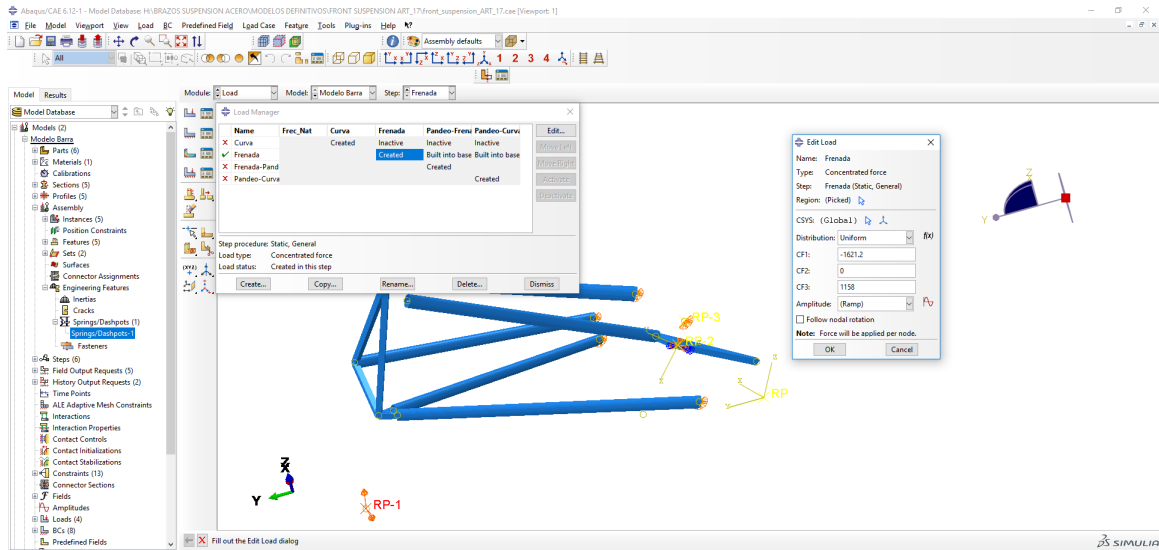


Figura B.6.1.: Condiciones de contorno sobre la suspensión delantera para el estado de frenada.

B.7. Módulo *Mesh*

En el módulo *Mesh* se procederá a la discretización de la geometría que configura la suspensión. Al tratarse de un modelo de barras, la discretización es relativamente sencilla, sin necesidad de ediciones de la geometría para configurar un mallado homogéneo, uniforme y refinado en las zonas de interés. En el caso que nos ocupa únicamente se jugará con el número de elementos o el tamaño de los mismo (semilla de mallado) con los que se va a discretizar los componentes de la estructura.

La dificultad de este módulo en el modelo que nos ocupa es que el problema que vamos a resolver se hará con pasos de cargas no lineales, de modo que pequeñas variaciones en el tamaño de la malla o en tipo de elemento van a provocar divergencias a la hora de ejecutar el modelo, y por consiguiente, que el cálculo de la estructura no se complete. Por otro lado, hay que ir comprobando las soluciones que se van obteniendo de cada configuración de malla que utilizamos, hasta conseguir que los resultados obtenidos sean constantes e invariantes con la malla seleccionada. De forma que la dificultad de un modelo de estas características es doble: por un lado hay que buscar una configuración de malla que converja, y por otro, una configuración de malla que reporte unos resultados estables.

Tras el estudio de malla correspondiente y con la seguridad de haber alcanzado resultados estables, las mallas escogidas para las estructuras de cada suspensión han sido:

- Suspensión delantera: elementos de orden cuadrático tipo *beam* con semilla de mallado de tamaño global 7 mm(*elements B31*).
- Suspensión trasera: elementos de orden cuadrático tipo *beam* con semilla de mallado de tamaño global 8,5 mm(*elements B31*).

Para seleccionar el tipo de elementos se utiliza la herramienta *Element Type* (ver figura B.7.1) y para seleccionar la semilla de mallado en una dirección se utiliza la herramienta *Seed Edges*.

B. Modelo FEM cálculo estructural del sistema de suspensión

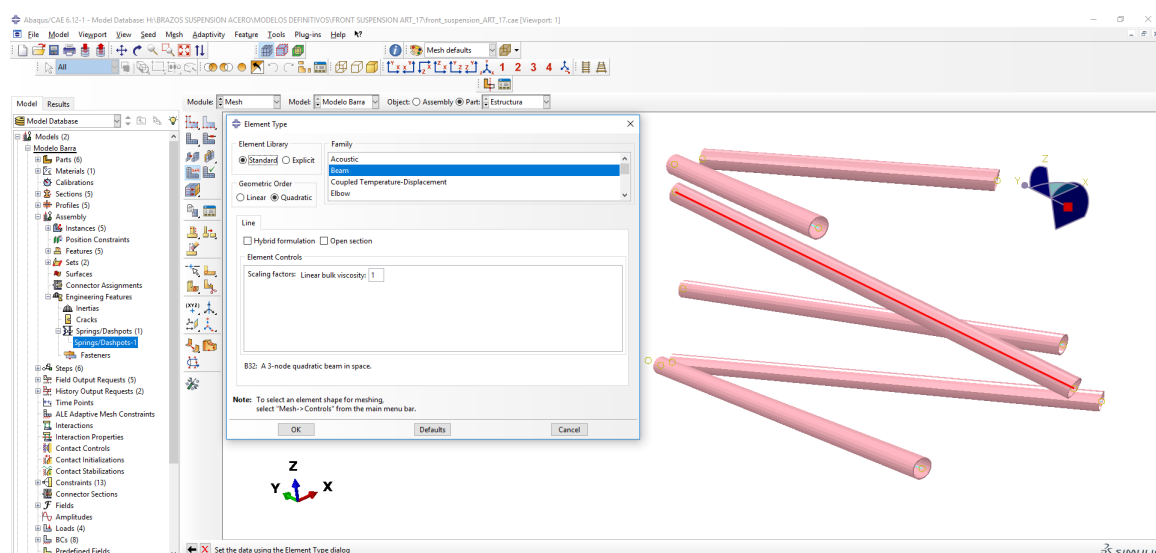


Figura B.7.1.: Selección del tipo de elemento para la estructura de la suspensión delantera.

Al haber definido los sólidos rígidos de la estructura en primera instancia como sólidos deformables han de ser mallados en este módulo. Si se hubieran definidos directamente como sólidos rígidos no hubiera sido necesario mallarlos.

B.8. Módulo *Job*

En este módulo se va a proceder finalmente a la resolución numérica del modelo que se ha elaborado paso por paso en los módulos anteriores. Para ello es necesario crear los diferentes archivos de cálculo que va a ejecutar el solver de Abaqus, cada uno de ellos se denomina *Job*. Para crear un *job* basta con seleccionar la herramienta *Create Job* (ver figura B.8.1).

Para la resolución de este modelo ha sido creado un *job* para cada *step* de carga, de forma que así pueda controlarse perfectamente que paso de carga ha sido ejecutado. Hay que tener en cuenta que cada vez que se ejecuta un *job* se esta reescribiendo el archivo que contiene el *job* anterior, por lo que es conveniente nombrarlos correctamente para evitar confusiones.

Por otro lado, Abaqus ejecuta todos los pasos de cargas que están activos, de modo que si se encuentran activos los pasos de carga de frenada y curva, Abaqus ejecutará en primer lugar aquel que haya sido definido primero y en la situación deformada en la que se encuentra la estructura tras finalizar el caso de carga calculado, aplicará las condiciones de contorno y las cargas del siguiente caso de carga. Por lo que es muy importante conocer que casos de cargas se encuentran activos a la hora de ejecutar un *job* para evitar resultados erróneos.

Con todo ello, como se ha mencionado, ha sido creado un archivo de ejecución del modelo para cada caso de carga de cada estructura. En la figura B.8.1 pueden apreciarse más archivos de ejecución creados con objetivos que no forman parte del objeto de este proyecto, como por ejemplo el cálculo a pandeo de los componentes de la estructura o el cálculo de las frecuencias naturales de la misma.

B. Modelo FEM cálculo estructural del sistema de suspensión

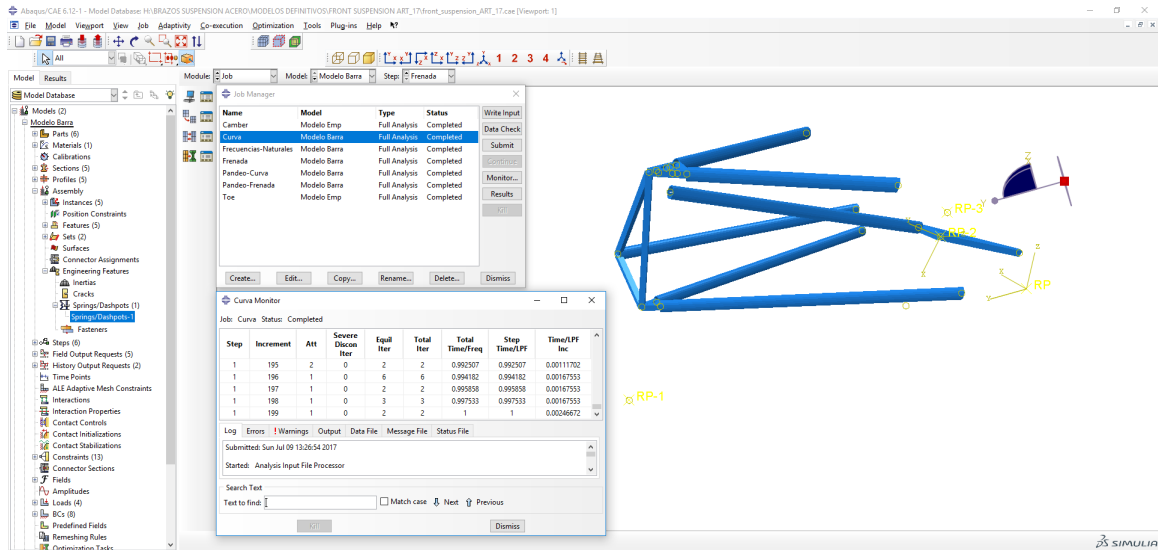


Figura B.8.1.: Módulo *Job* del modelo de la estructura de la suspensión delantera.

Mientras un archivo *job* se está ejecutando, es recomendable observar el monitor en el que se refleja el porcentaje del paso de carga que se ha calculado y si la solución está alcanzando la convergencia.

B.9. Módulo *Visualization*

Finalmente en este módulo es donde se procede a la visualización de los resultados del archivo *job* que se ha calculado. Concretamente pueden visualizarse aquellas variables que se han pedido como salida de cada paso de carga en la herramienta *Field Output Request* del módulo *Step*.

En la figura B.9.1 pueden observarse los esfuerzos axiales de cada elemento para el caso de curva en la suspensión delantera.

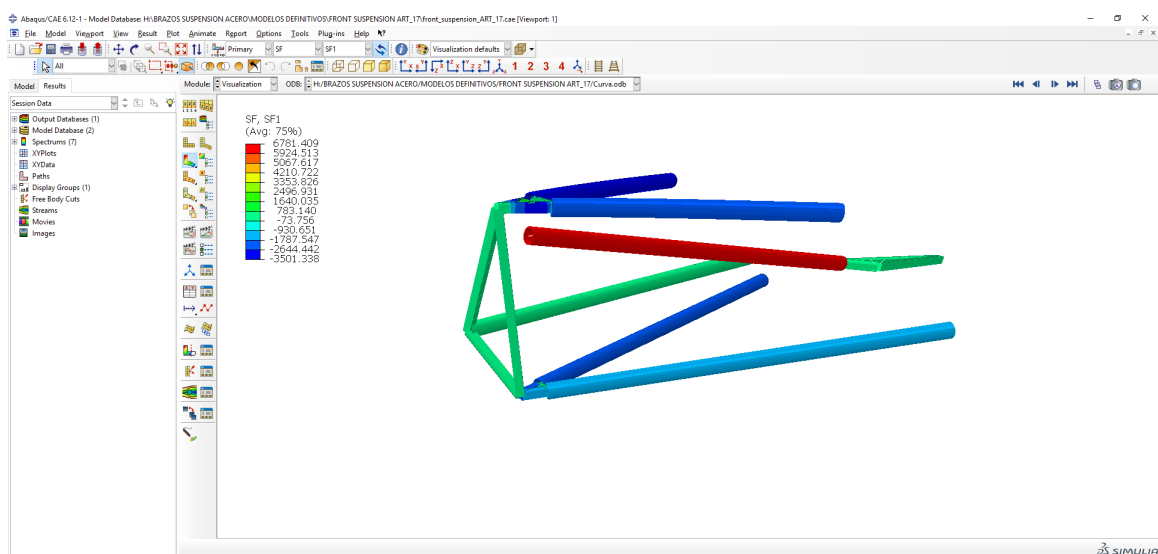


Figura B.9.1.: Axiales para el estado de curva en la suspensión delantera.

C. Modelos FEM tubo carbono-epoxy

En este apéndice se recoge el desarrollo del modelo de elementos finitos realizado en Abaqus CAE 6.12 de los tubos de material compuesto carbono-epoxy fabricados mediante *fillament-winding*. En la memoria se refleja que se utilizaron dos tipos de modelos para estudiar el tubo, sin embargo ambos únicamente se diferencian en la geometría con la que se modela el tubo, por lo que este apéndice recoge el desarrollo de ambos modelos. La distinción entre los dos tipos de modelos se hará en el módulo *Property*, donde se editará la geometría y se modela el apilado de las capas de material compuesto.

C.1. Módulo *Part*

En este módulo se lleva a cabo el diseño de la geometría tubular sobre la que se realizará el apilado en el siguiente módulo.

El tubo será modelado como una geometría tipo *shell* y mediante un proceso de extrusión (*extrusion*). Para ello se utiliza la herra mienta *Create Part* seleccionando las opciones de *shell* y *extrusion*, como puede visualizarse en la figura C.1.1.

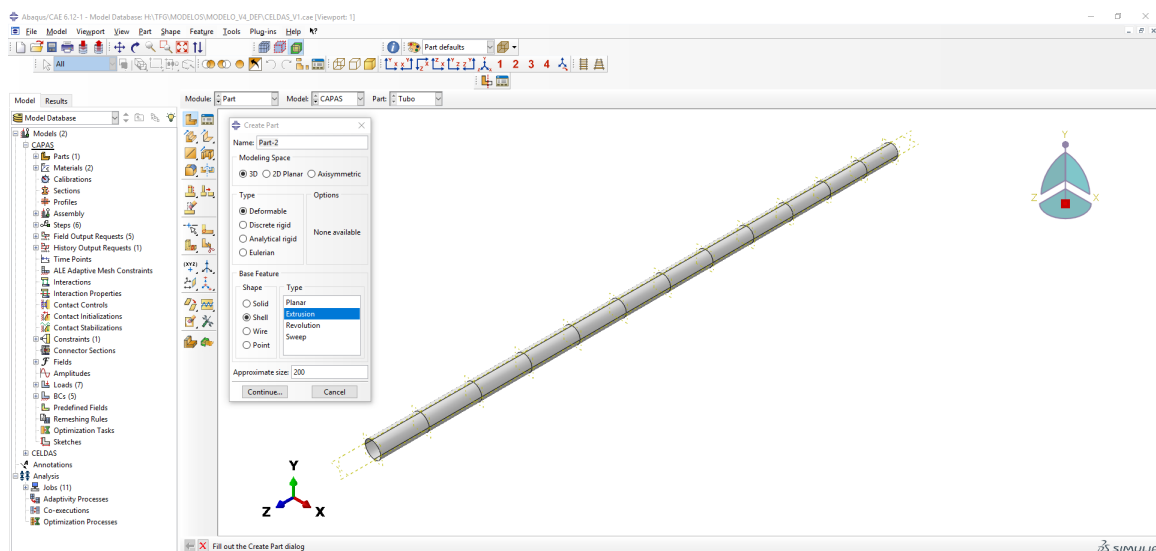


Figura C.1.1.: Generación de la geometría del tubo tipo *shell* mediante un proceso de extrusión.

Una vez seleccionada las opciones anteriores se abrirá una nueva pestaña para dibujar la sección del tubo. Dado que los diámetros interiores y exteriores del tubo son 12 mm y 15 mm, respectivamente, se dibujará una sección del tubo de diámetro 12 mm. Esto es debido a que sobre este diámetro interior será donde comiencen a apilarse las capas de material compuesto, tal y como ocurre realmente durante el proceso de fabricación. En la nueva pestaña

C. Modelos FEM tubo carbono-epoxy

se selecciona la opción *Create Circle* acotando el círculo con un radio de 12 mm, como puede apreciarse en la figura C.1.2.

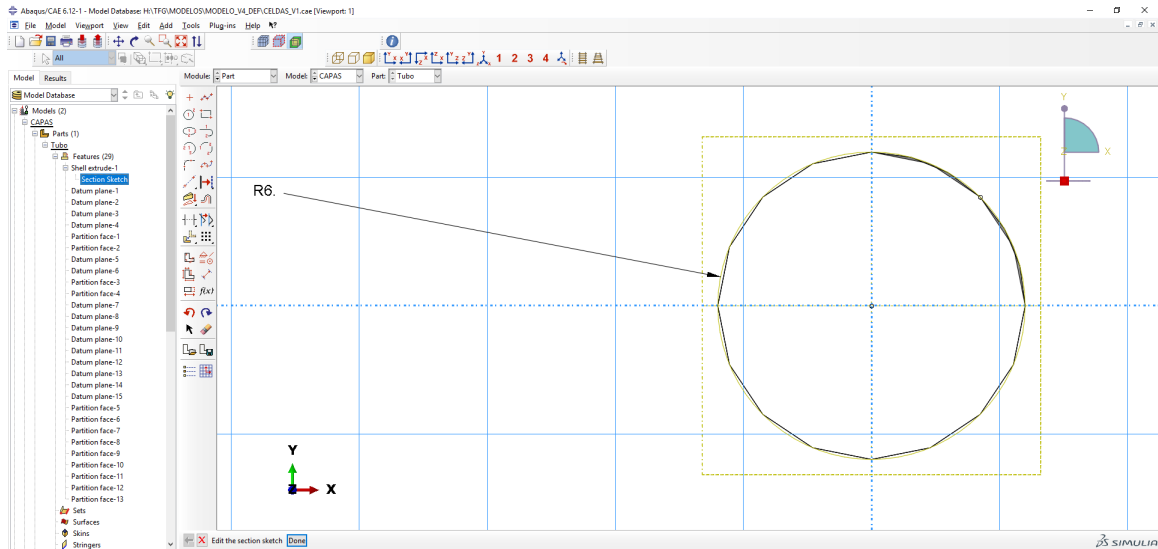


Figura C.1.2.: Definición de la sección del tubo.

Una vez se ha definido la sección se abrirá una nueva pestaña para indicar la longitud de extrusión. La longitud en este caso será de 400 mm.

Se recuerda que no existen unidades en el programa. Las unidades dependerán de las del orden de magnitud con el que se trabaje tanto en la geometría como en la definición de las propiedades del material y en la definición de las cargas que actuen sobre la pieza.

C.2. Módulo *Property*

En este módulo se caracteriza el material compuesto con el que se realizará la secuencia de apilado. Antes de ello es necesario editar la geometría para obtener simular el patrón de tejido sobre el tubo.

Dado que el material compuesto con el que se realizará el apilado es el mismo para ambos modelos, puede definirse antes de hacer la separación de los dos modelos. Para ello se siguen los mismo pasos descritos en la sección del módulo *Property* del apéndice anterior. Sin embargo en este caso se va a definir un material compuesto mediante sus propiedades ortótropas equivalentes, por lo que se selecciona la opción *Lamina* en lugar de la opción *Isotropic*. Una vez seleccionada esta opción, el siguiente paso es escribir las propiedades ortótropas equivalentes en las unidades correspondientes, en este caso MPa (ver figura C.2.1). Las propiedades ortótropas utilizadas en este modelo se recogen en la tabla 1.4.

C. Modelos FEM tubo carbono-epoxy

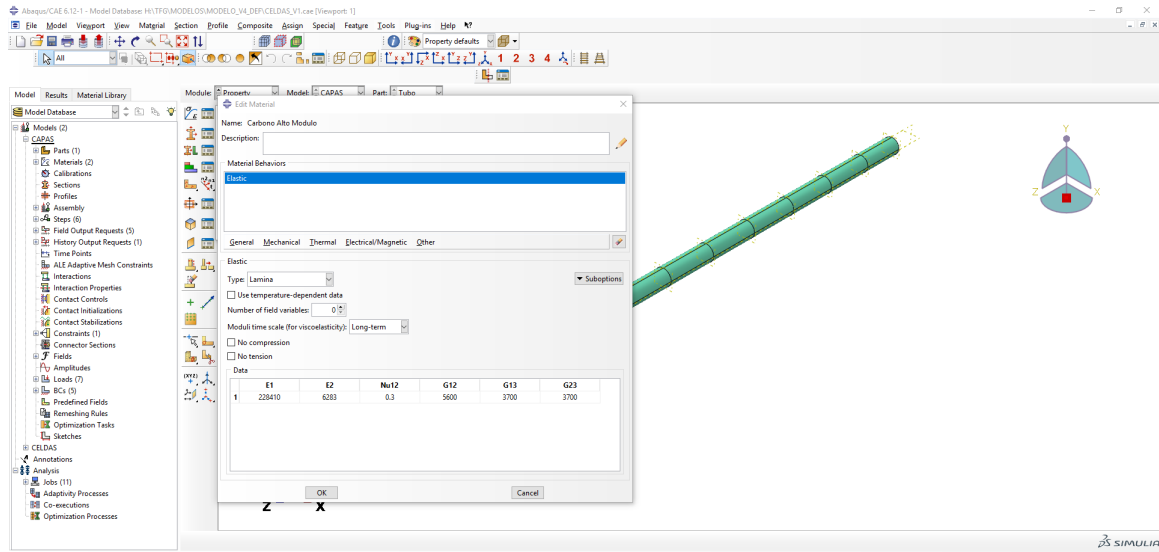


Figura C.2.1.: Definición de las propiedades ortótropas equivalentes del compuesto carbono-epoxy.

A continuación se hace la distinción entre el modelo de celdas y el modelo de capas.

C.2.1. Edición de geometría y apilado del modelo de celdas

Para dibujar el patrón de tejido a lo largo de la superficie del tubo, el primer paso es dibujar 15 planos paralelos al plano que contiene la sección del tubo espaciados cada 28.5715 mm, ya que entre cada plano irá ubicada una celda unidad y en cada celda unidad coexisten dos zonas unidireccionales que es necesario diferenciarlas. Hay que generar también dos planos diametrales al cilindro, uno para separar las dos celdas que hay en la dirección circunferencial y otro para facilitar el posterior mallado de la pieza. Para ello se utiliza la herramienta *Create Datum Plane*.

Una vez se han dibujado todos los planos, el siguiente paso es seccionar la geometría, para ello se utiliza la herramienta *Create Partition* seleccionando la opción *Face* y *Use Datum Plane*, ya que la geometría que se va a cortar es de tipo *shell* (ver figura C.2.2). También puede usarse directamente la herramienta *Partition Face*. Una vez seleccionada esta opción, el siguiente paso es seleccionar las superficies que se van a seccionar y posteriormente el plano de corte.

C. Modelos FEM tubo carbono-epoxy

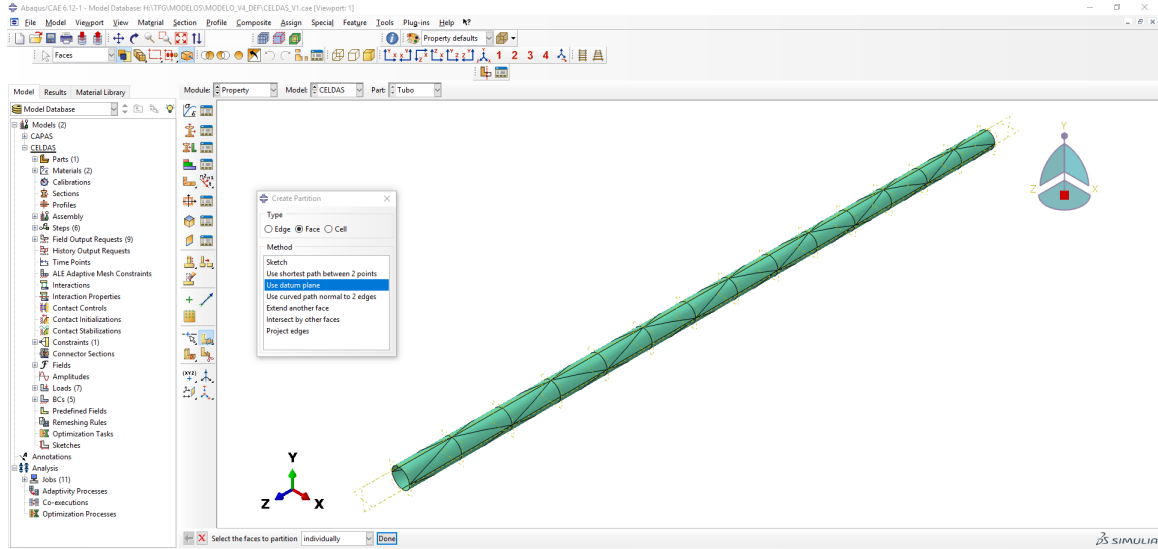


Figura C.2.2.: Definición de corte de una superficie mediante un plano.

El siguiente paso es cortar la superficie dibujando el patrón de celda unidad, para ello en la misma herramienta de *Create Partition* se selecciona la opción *Use shortest path between 2 points*. El siguiente paso es seleccionar las superficies donde se va a dibujar la línea de la celda correspondiente y los puntos inicial y final. El resultado de realizar todas las secciones correspondientes se puede ver en la figura C.2.3, donde se representa el patrón de tejido completo sobre la superficie del tubo.

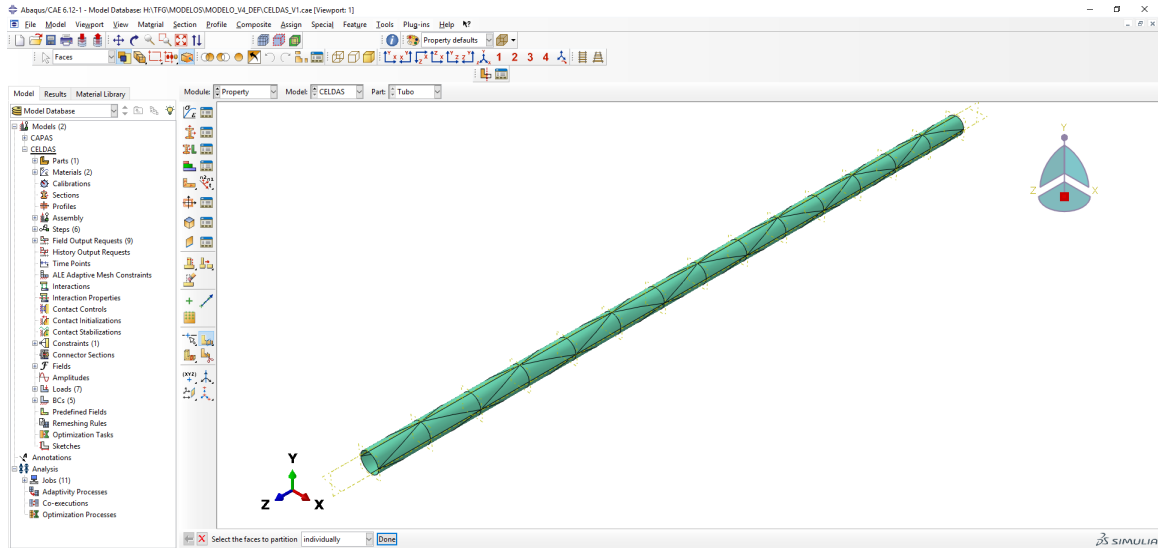


Figura C.2.3.: Geometría del patrón de tejido sobre el tubo en Abaqus.

El siguiente paso es definir el apilado de cada capa unidireccional de la celda. Para ello se utiliza la herramienta *Create Composite Layup* indicando que el número de capas del apilado es 12, ya que aunque el número de capas de tejido presente en la celda es 6 realmente hay 12 capas equivalentes en términos volumétricos de la mitad del espesor. En la ventana emergente que puede visualizarse en la figura C.2.4 hay que indicar en primer lugar el sistema de referencia que se va a tomar para definir las orientaciones locales de las fibras del material compuesto. En este caso se ha decidido usar un sistema discreto (*discrete layup orientation*) para facilitar

C. Modelos FEM tubo carbono-epoxy

la definición. En la ventana que aparece al seleccionar la opción de sistema discreto hay que indicar el eje normal al plano (eje 3) y el eje de referencia (*primary axis*), para ello se selecciona un segmento de cualquier celdilla paralelo a la dirección axial del tubo (eje de referencia) y se selecciona una superficie de cualquier celda (eje 3). Una vez se ha definido el sistema de referencia se completa la tabla de secuencia de apilado, completando los campos de material (*material*), espesor (*thickness*) y orientación de las fibras respecto al sistema de referencia definido anteriormente (*Rotation Angle*). En la figura C.2.4 se representa la ventana que aparece al seleccionar la opción *Create Composite Layup* junto con los campos que hay que completar descritos anteriormente.

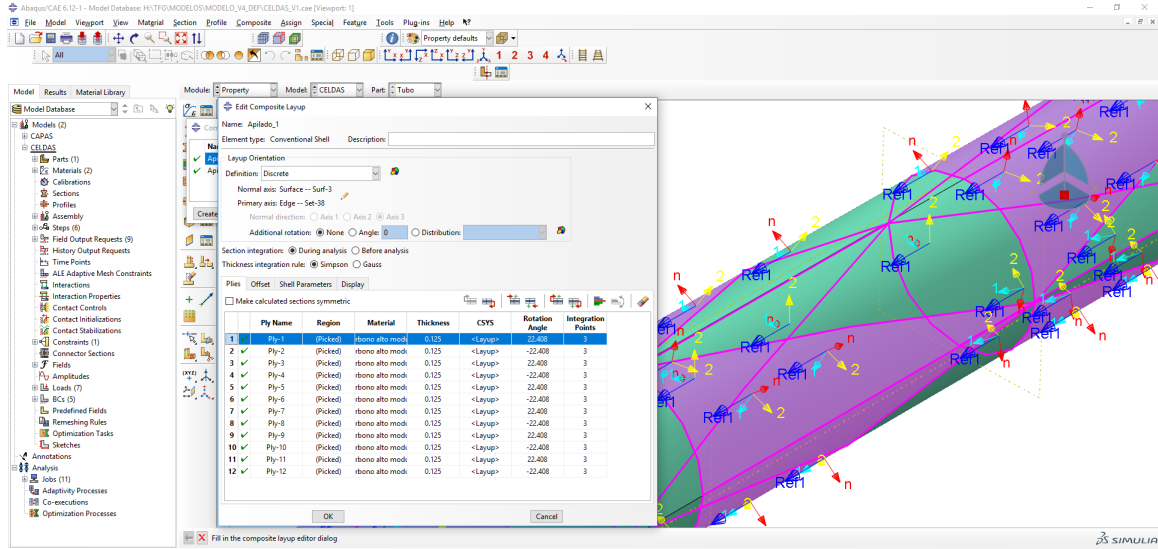


Figura C.2.4.: Definición de la secuencia de apilado de la mitad de una celda unidad.

Dado que en una celda unidad se encuentran dos capas unidireccionales con orientaciones opuestas es necesario definir dos secuencias de apilado, donde cada una de ellas únicamente se diferenciará en el sentido del ángulo de orientación de cada una de las capas (Apilado_1 y Apilado_2). En la figura C.2.4 se recoge la secuencia de apilado correspondiente a la mitad de una celdilla unidad.

C.2.2. Edición de geometría y secuencia de apilado del modelo de capas.

Para la edición de la geometría de este modelo únicamente basta con seguir los pasos descritos en la subsección anterior, con la salvedad de que no hay que dibujar el patrón de tejido sobre la superficie del tubo. En este caso la edición de la geometría únicamente servirá para obtener un mallado de la pieza correcto. De modo que para editar la geometría de este modelo se han seguido los mismos pasos que en el caso anterior sin llegar al punto de dibujar el patrón de tejido, de forma que el resultado obtenido se recoge en la figura C.2.5.

C. Modelos FEM tubo carbono-epoxy

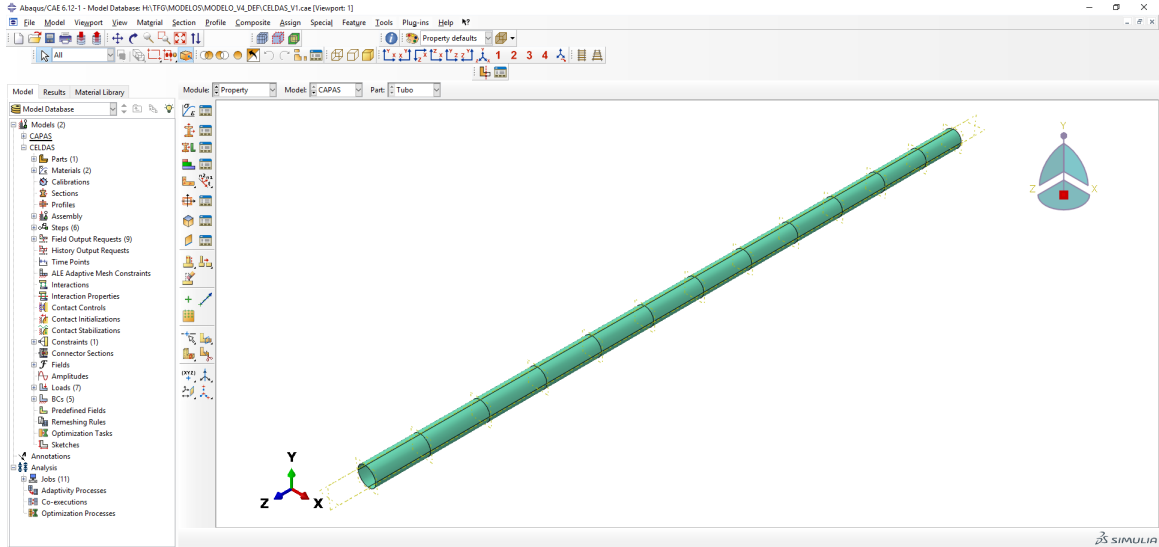


Figura C.2.5.: Geometría del tubo del modelo de capas.

Para la definición de la secuencia de apilado también pueden seguirse las mismas pautas descritas para el modelo anterior sin la necesidad de definir dos secuencias de apilado diferentes, ya que en este modelo se trabajará con la hipótesis de capas unidireccionales equivalentes para el conjunto del tubo.

C.3. Módulo *Assembly*

En este modulo únicamente hay que introducir en cada uno de los modelos los *parts* en los que se han desarrollado las geometrías de los tubos. Solo hay que incluir un *part* por cada modelo y ambos se incluirán como geometría dependiente.

C.4. Módulo *Step*

En este módulo se definen los pasos de carga (*steps*) a los que irán asociados los diferentes estados de carga con lo que se va a analizar el tubo. Para ambos modelos se definieron los mismos pasos de carga: tracción y compresión pura; flexión y cortante; multi-carga y pandeo (ver figura C.4.1). El modo de proceder para definir cada uno de los pasos de carga ha sido explicado con mayor detenimiento en el anexo anterior.

En este caso no es necesario seleccionar la opción de *Non Linear Geometry*, *NLgeom* ya que se trata de un cálculo estático lineal. Por otro lado los incrementos iniciales, mínimos y máximo pueden mantenerse los que Abaqus tiene por defecto.

Finalmente para todos los pasos de carga se seleccionarán en el *Field Output Request* con variables de salida las tensiones y deformaciones. Para el estado de pandeo únicamente se seleccionarán los desplazamientos.

C. Modelos FEM tubo carbono-epoxy

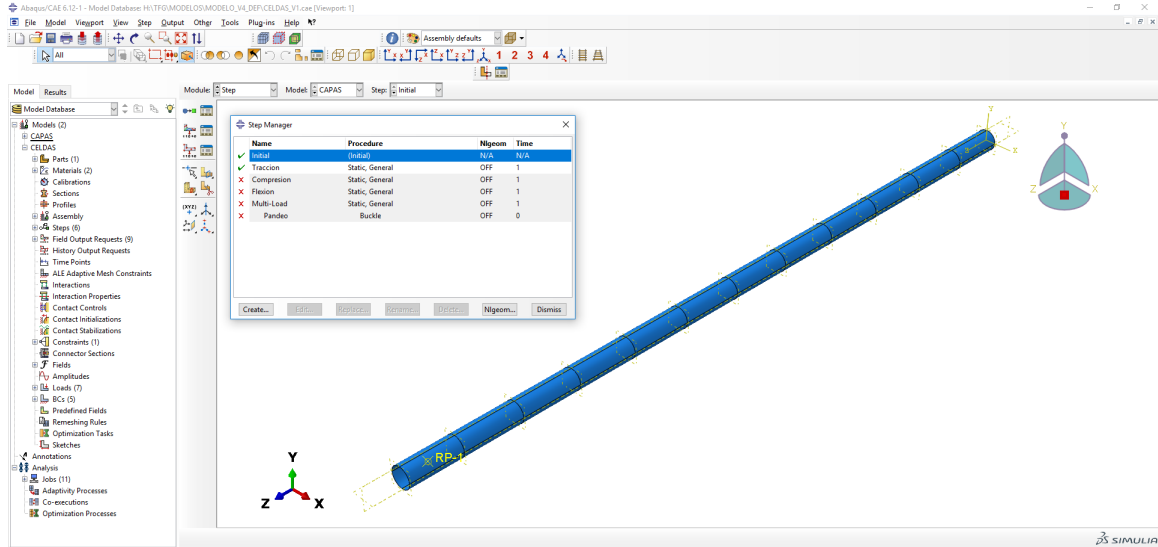


Figura C.4.1.: Pasos de carga definidos para el modelo de celdas.

C.5. Módulo *Interaction*

Este módulo, a diferencia del modelo de cálculo estructural, no es necesario emplear una gran variedad de conectores para para crear los enlaces entre los distintos *parts* que conforman el *assembly* ya que únicamente se tendrá un único *part* por cada *assembly*. En estos modelos los conectores se emplearán para aplicar las cargas sobre los dos tubos de ensayo. Se utilizarán solo con esta función ya que las condiciones de contorno van a aplicarse directamente sobre la superficie interior del tubo. Sin embargo, las fuerzas al tener un caracter puntual resulta más sencillo definirlas en un punto de aplicación y trasladarlas a las zonas donde realmente son aplicadas mediante conectores MPC.

Los conectores MPC que se utilizarán en estos modelos son de tipo *beam*, cuyas características han sido definidas en la sección homóloga del apéndice anterior. Como punto de control (*control point*) se utilizará un punto de referencia (*reference point, RP*) equidistante a dos de los planos situados en uno de los extremos del tubo y sobre el eje axial del mismo. Como nodos esclavos (*slave nodes*) se seleccionará la superficie interior del tubo situada entre los dos planos antes mencionados. La definición del MPC anterior puede visualizarse en la figura C.5.1.

C. Modelos FEM tubo carbono-epoxy

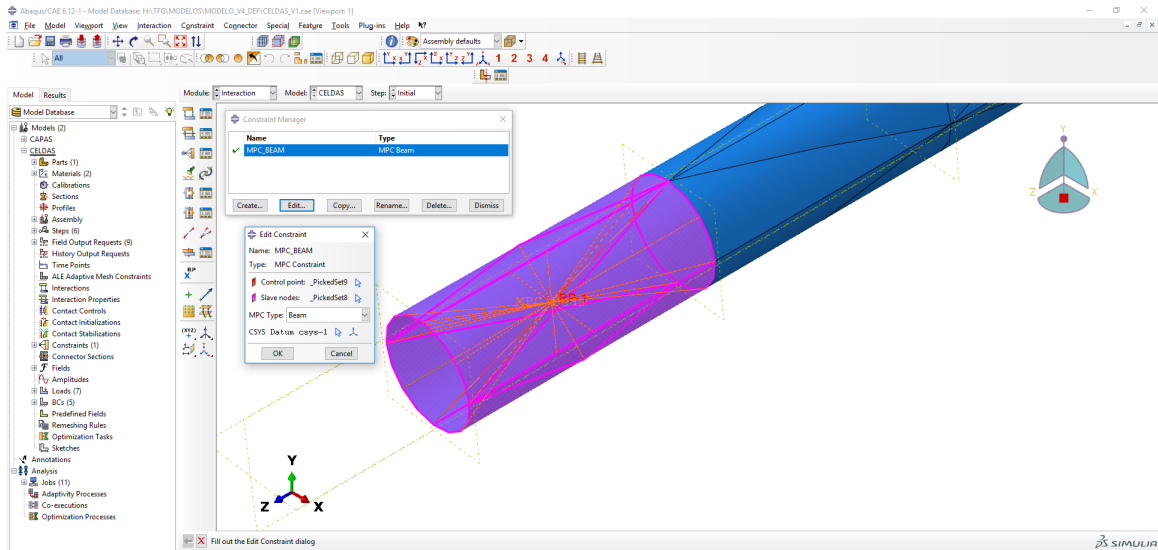


Figura C.5.1.: Definición de MPC tipo *beam* en el modelo de celdas para aplicación de las cargas sobre el tubo.

Antes de definir el conector se creó un sistema de referencia nuevo situado en la misma posición y con la misma orientación de sus ejes que el sistema de referencia que se crea por defecto al definir la geometría en el módulo *Assembly*. Ambos sistemas de referencia coinciden con el sistema de referencia local del tubo definido en el modelo de cálculo estructural. Cuando se emplea un conector ya sea para aplicar condiciones de contorno o para aplicar una carga y trasladarlas a los nodos esclavos, tanto las fuerzas como las condiciones de contorno y el conector han de estar referenciados al mismo sistema de referencia. De modo que por evitar confusiones durante el desarrollo del modelo se decidió definir un nuevo sistema de coordenadas que quede correctamente identificado. Para definir un nuevo sistema de referencia se procede seleccionando la herramienta *Create Datum CSYS: 3 Points*. La definición de un nuevo sistema de referencia puede hacer en varios módulos del programa, no tiene porque hacerse necesariamente en este apartado.

C.6. Módulo *Load*

En este módulo se procede a la definición de las cargas y condiciones de contorno sobre la geometría del modelo. Se recuerda que es importante que se definan sobre la geometría del modelo y no sobre la malla, ya que si fueran definidas sobre la malla, cambios en la malla del modelo implicarían redefinir las cargas y condiciones de contorno.

Tal y como sucedía en el modelo de cálculo estructural, cada conjunto de cargas y condiciones de contorno asociadas a un estado de carga, irán a su vez asociadas a un *step* diferente, coincidiendo cada *step* con su caso de carga correspondiente. De modo que es importante que cuando se defina un conjunto de cargas y condiciones de contorno asociadas a un estado de carga, el resto de pasos de carga (*steps*) que no formen parte de ese estado de carga deberían estar desactivados, para evitar que Abaqus propague las cargas y condiciones de contornos definidas en un *step* a los *steps* siguientes.

Para la definición de las cargas que actúan sobre cada tubo se procede exactamente igual que en el modelo de cálculo estructural ya que en ambos casos se van a modelar las fuerzas a los respectivos sistemas como cargas puntuales. En este caso las cargas estarán aplicadas

C. Modelos FEM tubo carbono-epoxy

al punto de control del MPC definido en el módulo *Interaction*. Además hay que seleccionar como sistema de referencia el nuevo sistema de referencia creado en el módulo anterior, para que las cargas y el conector estén asociados al mismo sistema de referencia. En la figura C.6.1 puede visualizarse la definición de la carga para el estado de tracción pura en el modelo de capas.

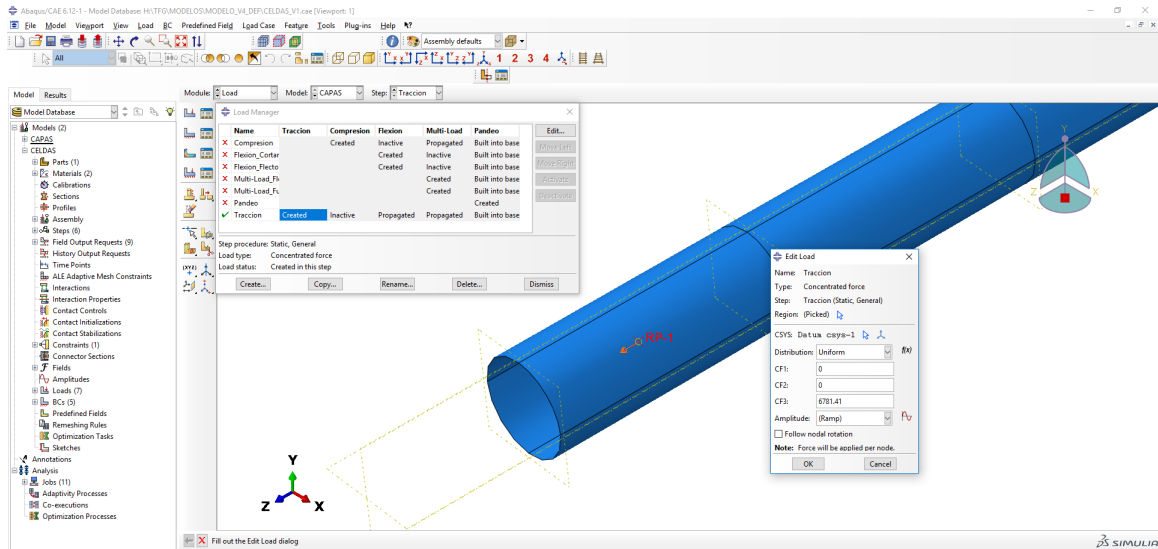


Figura C.6.1.: Definición carga de tracción para el modelo de capas.

La definición de las condiciones de contorno de empotramiento se hará directamente sobre la superficie interior del tubo. Podría haberse definido un conector del mismo modo que para aplicar las cargas sobre el tubo, y los resultados hubieran sido exactamente iguales. Para ello se utiliza la herramienta *Create Boundary Condition* seleccionando en este caso el tipo *Symetry/Antisymetry/Encastre*, posteriormente se selecciona la superficie interior del tubo ubicada entre los dos primeros planos situados en el extremo opuesto al que se le han aplicado las cargas al tubo, y finalmente se selecciona la opción *Encastre*, que corresponden con las condiciones de contorno de empotramiento. En este caso no es necesario seleccionar el mismo sistema de referencia que se ha usado para definir las cargas, ya que este coincide con el sistema de referencia global creado por defecto. Sin embargo, por estandarizar el modelo se ha seleccionado también el sistema de referencia creado. En la figura se recoge la definición de las condiciones de contorno de empotramiento para el estado de carga de tracción en el modelo de capas.

C. Modelos FEM tubo carbono-epoxy

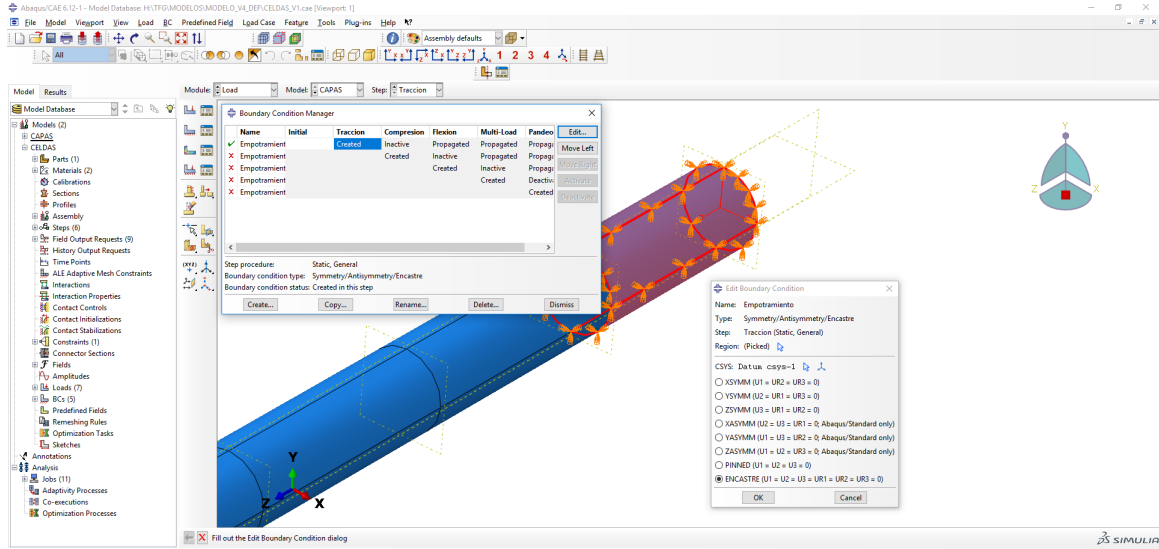


Figura C.6.2.: Definición de las condiciones de contorno de empotramiento en el modelo de capas.

Las condiciones de contorno para todos los casos de carga de ambos modelos serán siempre las mismas, por lo que pueden definirse sólo una vez e ir trasladándola de un paso de carga a otro, eliminando la opción de que se propaguen de forma autónoma. Para ello se utilizan las opciones de la la pestaña *Boundary Condition Manager: Move Left, Move Right y Deactivate*.

C.7. Módulo *Mesh*

En este módulo se va a realizar la discretización de la geometría del tubo. A diferencia del modelo de cálculo estructural en el que se trabaja con geometría formada por líneas y puntos, en este caso hay una geometría tipo placa que forma la superficie del tubo. De modo que es necesario un proceso de mallado más refinado que en el modelo de cálculo estructural.

Para obtener un correcto mallado de la geometría, dada las características del problema es necesario realizar cortes sobre la geometría con el objetivo de obtener diferentes secciones individuales que sean más sencillas de mallar. Esto se llevó a cabo en el módulo *Property* de forma que en este módulo únicamente hay que determinar el tipo de elemento y el tamaño global de semilla de mallado que se va a utilizar.

El tamaño de los elementos que van a discretizar la geometría se define mediante la herramienta *Seed Part* donde se seleccionará un tamaño global de los elementos de aproximadamente 1 (*Approximate global size = 1 mm*). Este tamaño de semilla de mallado será el mismo para ambos modelos (ver figura C.7.1).

C. Modelos FEM tubo carbono-epoxy

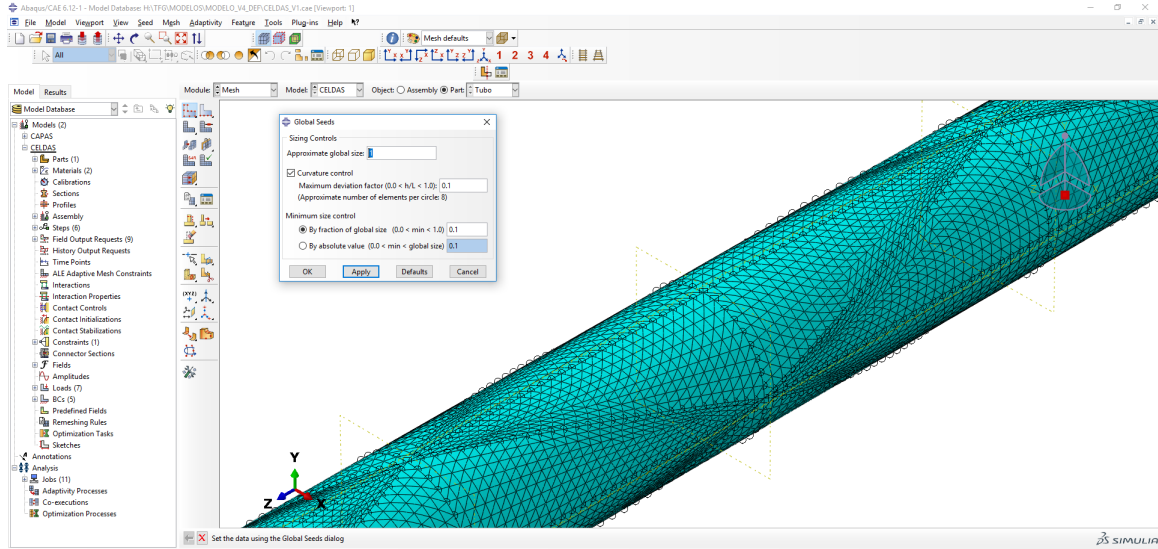


Figura C.7.1.: Semilla de mallado del modelo de celdas.

En segundo lugar hay que seleccionar el tipo de elemento adecuado para cada modelo. Dada la edición de la geometría que se ha llevado a cabo para emular el patrón de tejido sobre la superficie el tubo donde se han obtenido unos segmentos romboidales, y según se ha procedido en los estudios [6, 7], el tipo de elemento más adecuado para este tipo de geometría son los elementos tetraédricos. Este tipo de elementos no son recomendables en general para la discretización de cualquier sólido a la hora de realizar análisis de elementos finitos dado que suelen reportar resultados erróneos. Sin embargo, en esta geometría es necesario proceder utilizándolos ya que si se emplearan elementos hexagonales, como se utilizan en el modelo de capas, los ángulos agudos que se producen en las celdas unidad provocan demasiadas distorsiones en los elementos hexagonales. De modo que utilizando elementos tetraédricos se solventa este problema, reduciendo además vez el tiempo de cálculo. No hay peligro de que las soluciones del modelo de celdas sean erróneas al utilizar elementos tetraédricos ya que se ha llevado a cabo un estudio exhaustivo de la malla y se han comparado los resultados mallando con elementos hexagonales, por otro lado, este tipo de elementos es el empleado en las investigaciones citadas donde se han llevado a cabo análisis experimentales del tejido real en laboratorios y se han comparado los resultados con los obtenidos en los modelos de elementos finitos correspondientes.

Por otro lado es necesario que el mallado sea estructurado, de forma que al concluir el proceso de discretización se obtenga una malla elementos de igual tamaño y en la disposición más homogénea posible. Si la geometría de ambos modelos no hubiera sido editada, sería imposible seleccionar un mallado estructurado y sería necesario editarla en este módulo. Cuando una pieza permite ser mallada de forma estructurada aparece de color verde, de modo que la geometría de una pieza se edita hasta como mínimo conseguir que la pieza alcance esta tonalidad, posteriormente hay que revisar que la edición de como resultado segmentos homogéneos y coherentes con la disposición de la pieza. Para seleccionar este tipo de mallado se utiliza la herramienta *Assign Mesh Control* seleccionando como técnica de mallado *Structured* (ver figura C.7.1).

C. Modelos FEM tubo carbono-epoxy

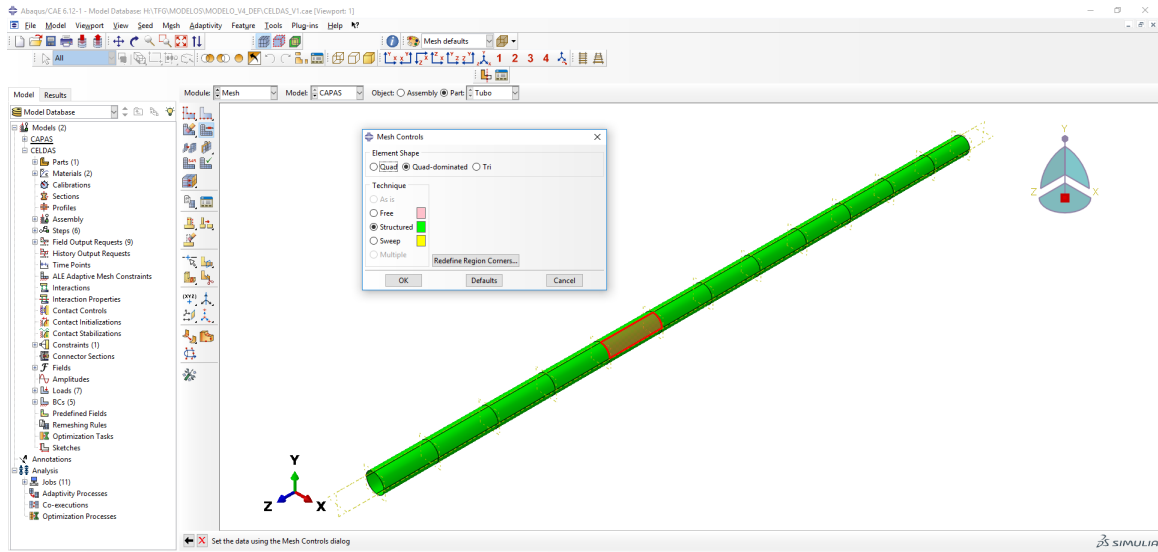


Figura C.7.2.: Geometría del modelo de capas adecuada para una técnica de mallado estructurada.

De modo que la malla utilizada en cada uno de los modelos es:

- Modelo de celdas: elementos tetraédricos de orden cuadrático tipo shell con semilla de mallado de tamaño global 1 mm(*elements STRI65*).
- Modelo capas: elementos hexagonales de orden cuadrático tipo shell con semilla de mallado de tamaño global 1 mm(*elements S8R*).

Se han usado elementos de orden cuadrático porque reportan soluciones más exactas en el modelo de celdas debido a los gradientes de tensión que se producen en cada una de las celdas unidad.

El tipo de elemento se selecciona mediante la herramienta *Assign Element Type* (ver figura C.7.1).

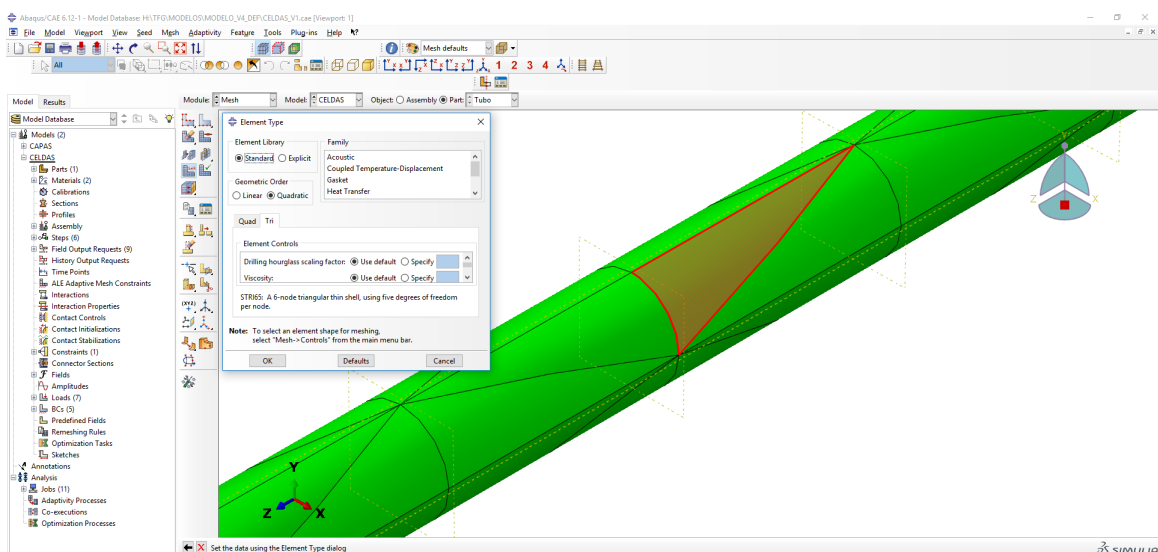


Figura C.7.3.: Selección de elementos tetraédricos para el mallado del modelo de celdas.

C.8. Módulo *Job*

En este módulo se van a llevar a cabo la ejecución de todos los análisis de ambos modelos. Los pasos a seguir para la generación de un archivo *job* son los mismo que se indicaron en el modelo de cálculo estructural.

Por otro lado se recuerda que es aconsejable definir un archivo *job* diferente para cada paso de carga, y controlar que todos los pasos de carga salvo el que se pretende ejecutar, se encuentren desactivados. Si esto no es así, Abaqus ejecutará todos los pasos de carga que se encuentren activos en un mismo *job* obteniendo como resultado unos valores de las variables de salida erróneos.

En este caso no es necesario realizar un seguimiento del proceso de resolución ya que se trata de un cálculo estático lineal y no deberían de producirse divergencias durante el proceso de cálculo. Sin embargo, siempre es aconsejable realizar un seguimiento y observar, al menos, los tiempos de cálculo y las iteraciones que ha realizado el sistema antes de alcanzar el equilibrio.

En la figura C.8.1 se recogen los archivos *job* de ambos modelos.

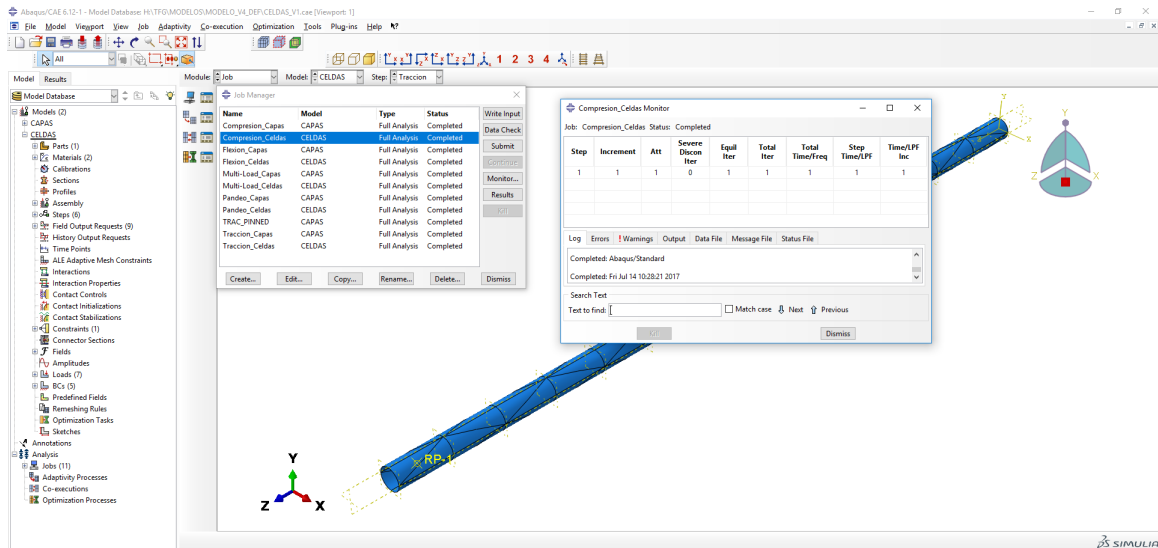
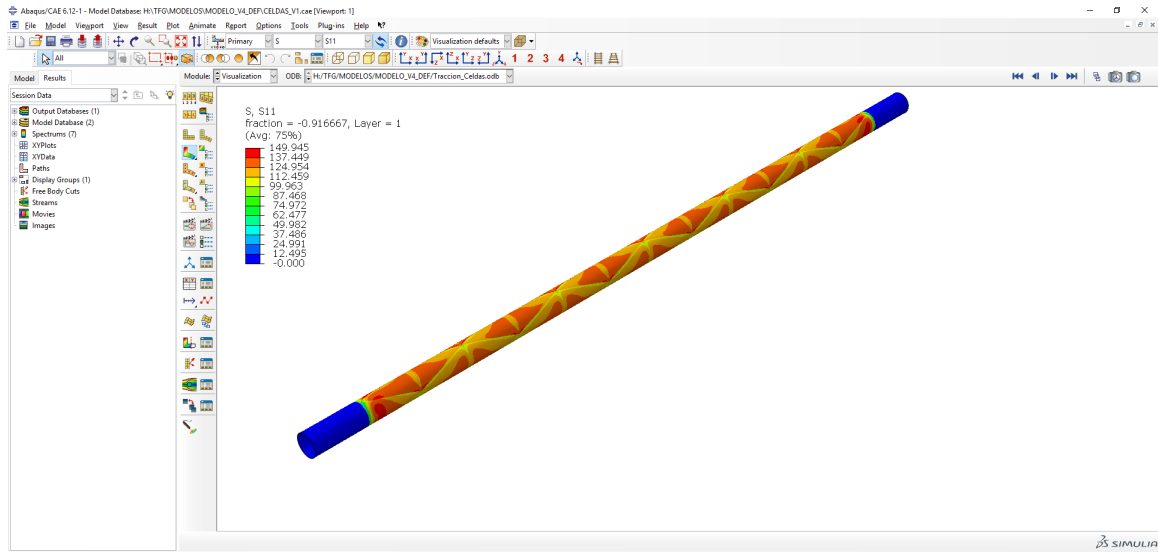


Figura C.8.1.: Archivos *job* de los modelos de celdas y capas para cada caso de carga.

C.9. Módulo *Visualization*

En este módulo se visualizan los resultados de las variables de salida seleccionadas en el *Field Output Request* del módulo *Step*, en este caso, tensiones y deformaciones. En la figura C.9.1 se recogen los resultados de la tensión normal σ_{11} (S11) de la primera capa de laminado para el caso de tracción pura del modelo de celdas.

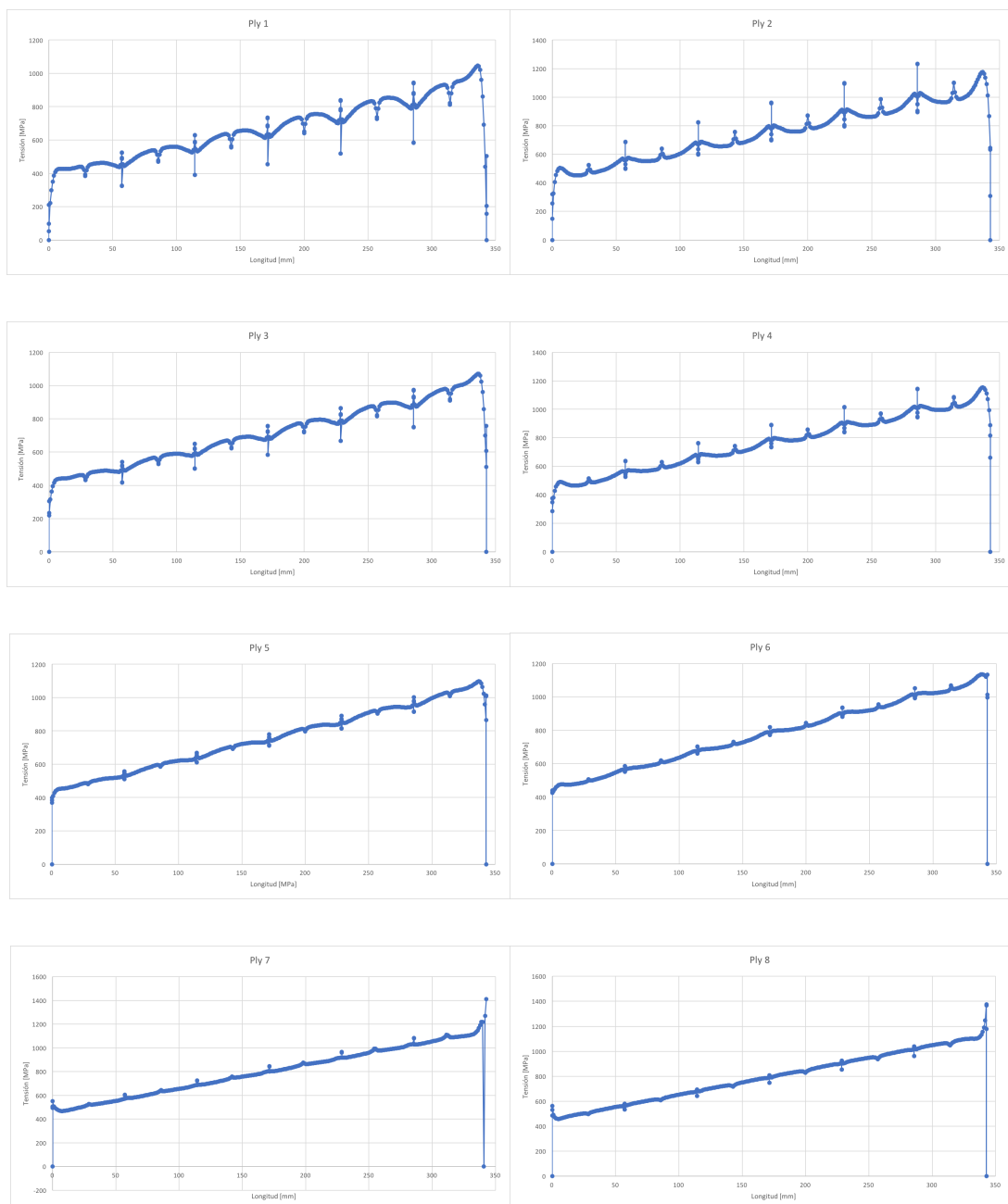
C. Modelos FEM tubo carbono-epoxy



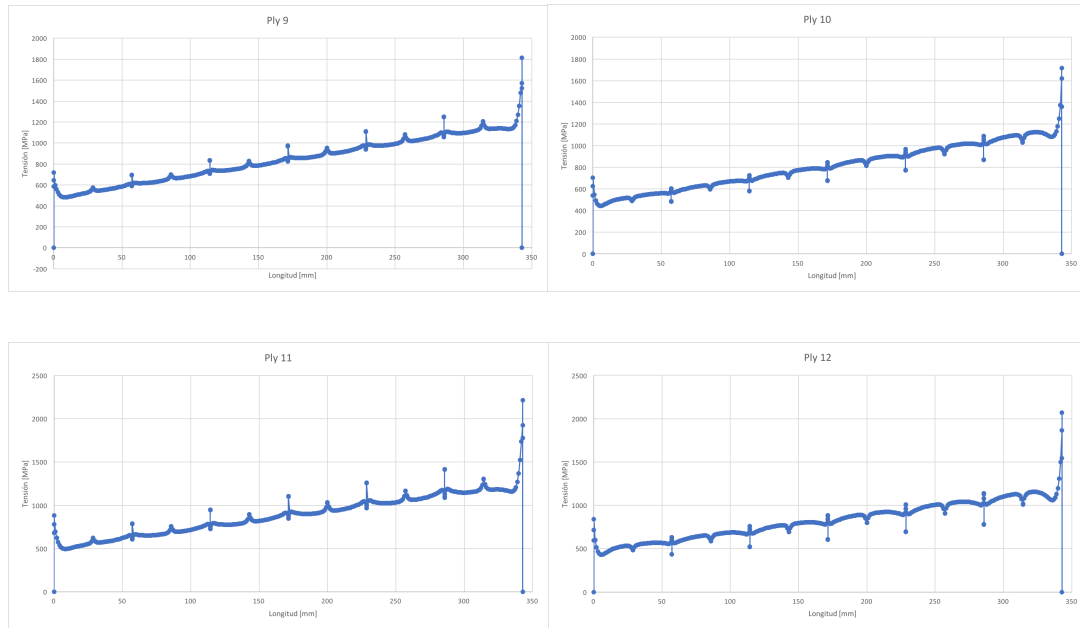
D. Gráficas de evolución de σ_{11} y σ_{22} en los estados de flexión y multi-carga

D.1. Evolución de σ_{11} en flexión (Modelo de Celdas)

σ_{11} : tensión normal en la dirección de las fibras

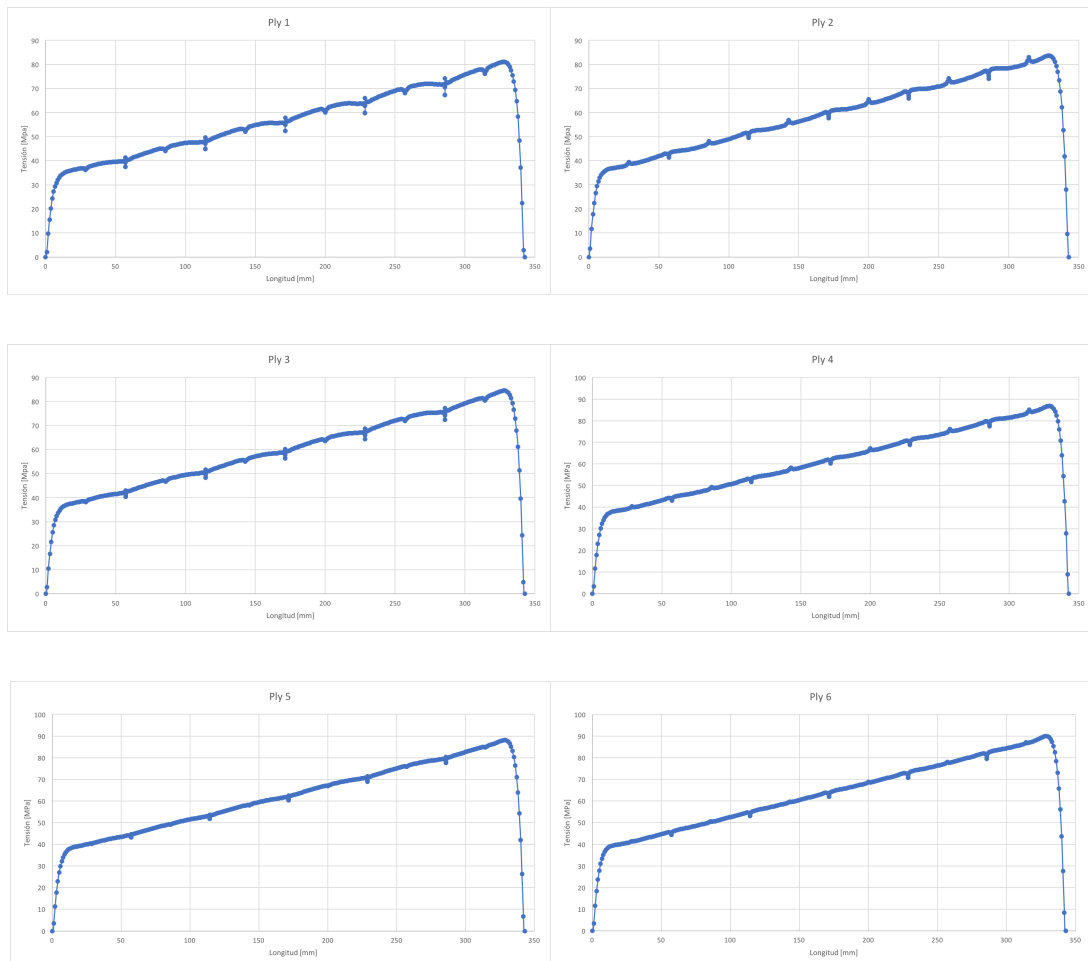


D. Gráficas de evolución de σ_{11} y σ_{22} en los estados de flexión y multi-carga

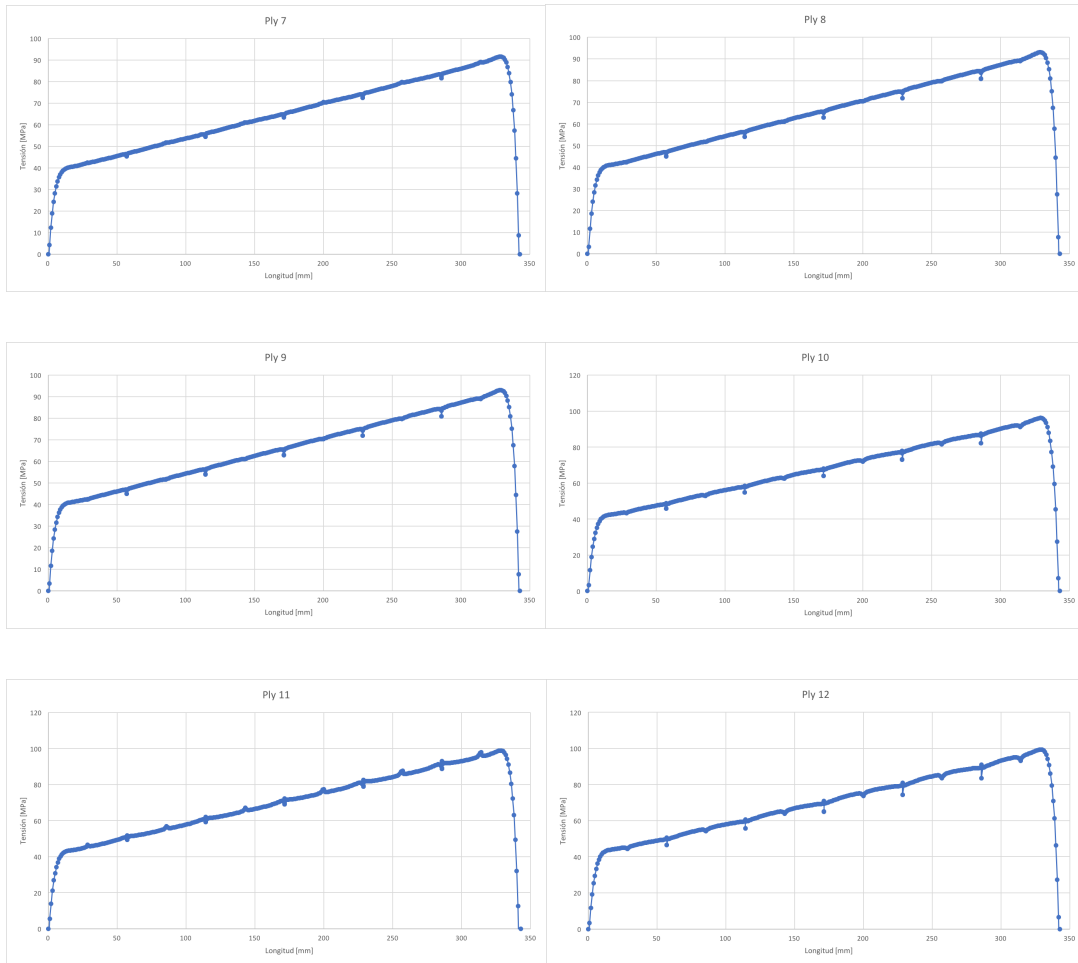


D.2. Evolución de σ_{22} en flexión (Modelo de Celdas)

σ_{22} : tensión normal en la dirección perpendicular a las fibras

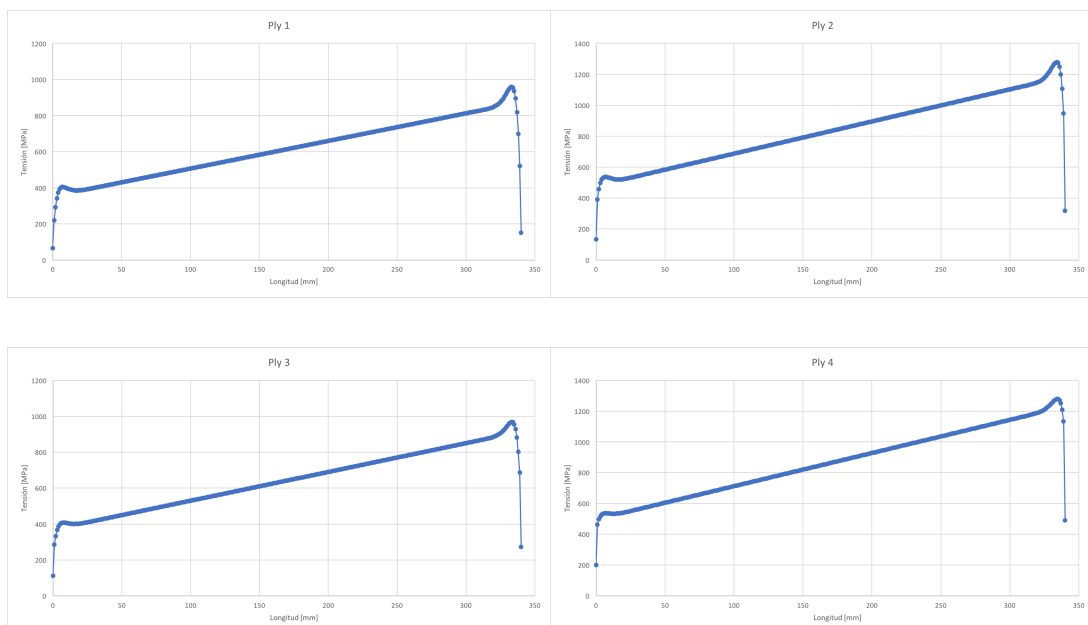


D. Gráficas de evolución de σ_{11} y σ_{22} en los estados de flexión y multi-carga

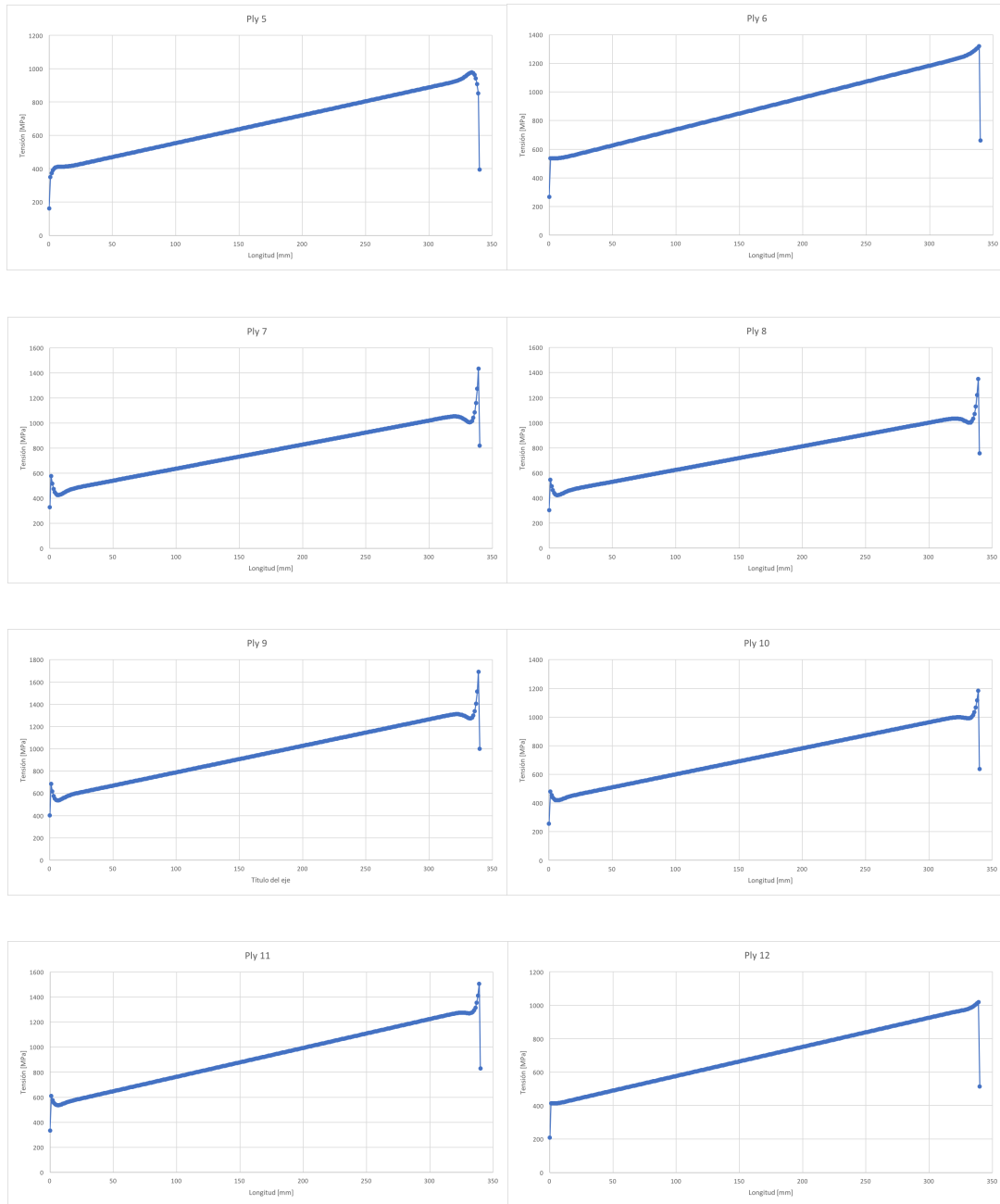


D.3. Evolución de σ_{11} en flexión (Modelo de Capas)

σ_{11} : tensión normal en la dirección de las fibras

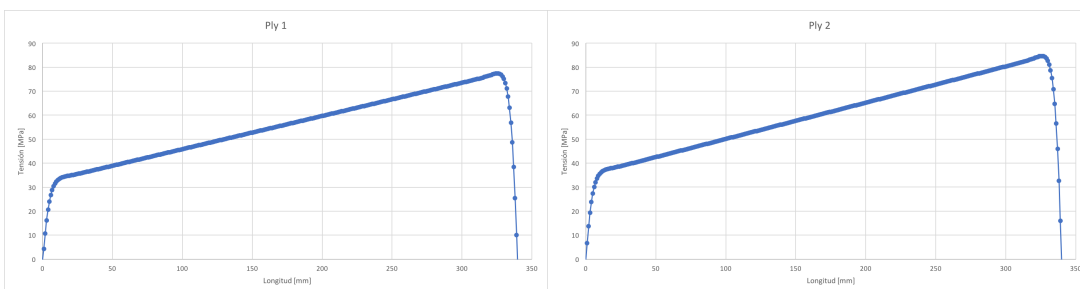


D. Gráficas de evolución de σ_{11} y σ_{22} en los estados de flexión y multi-carga

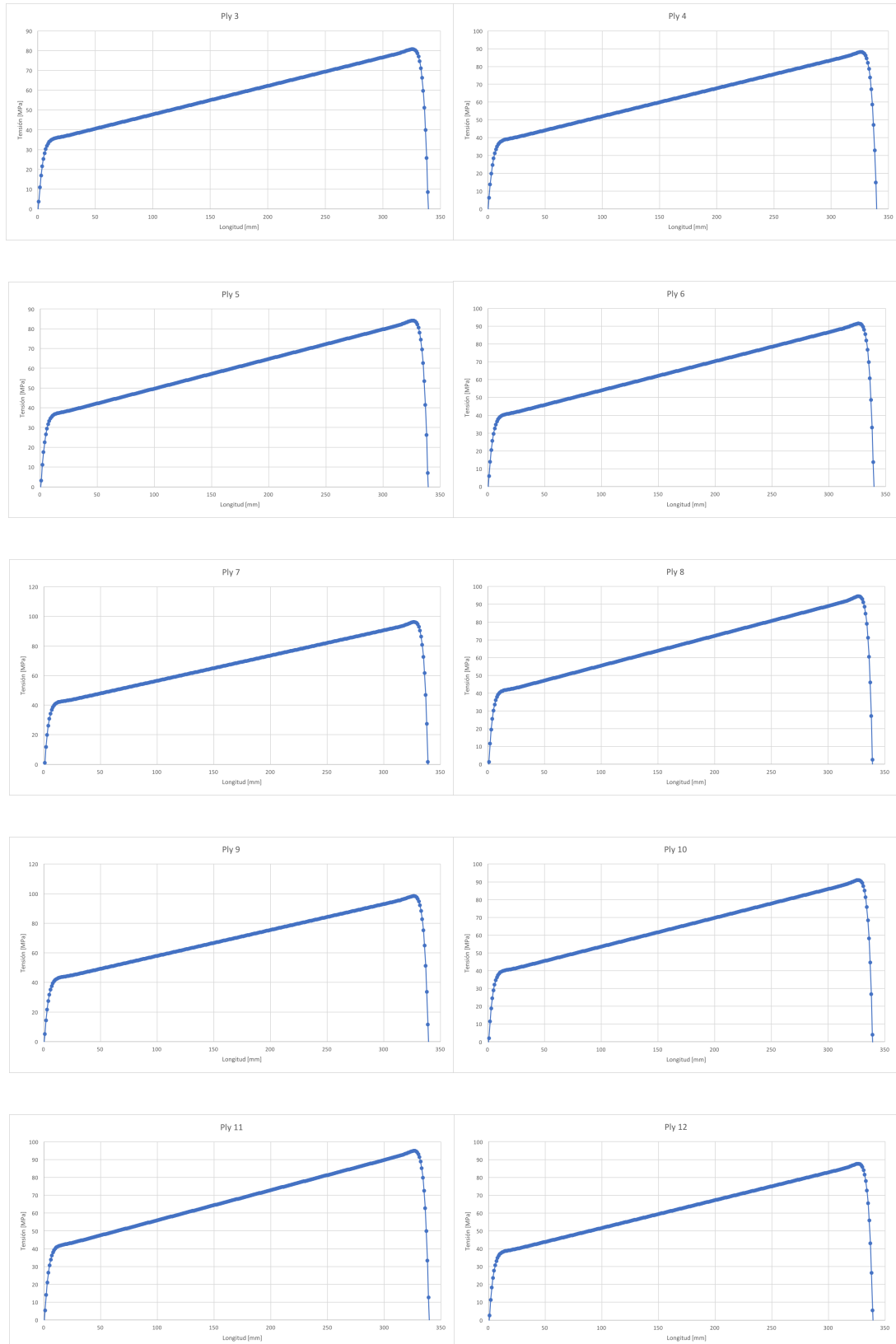


D.4. Evolución de σ_{22} en flexión (Modelo de Capas)

σ_{22} : tensión normal en la dirección perpendicular a las fibras



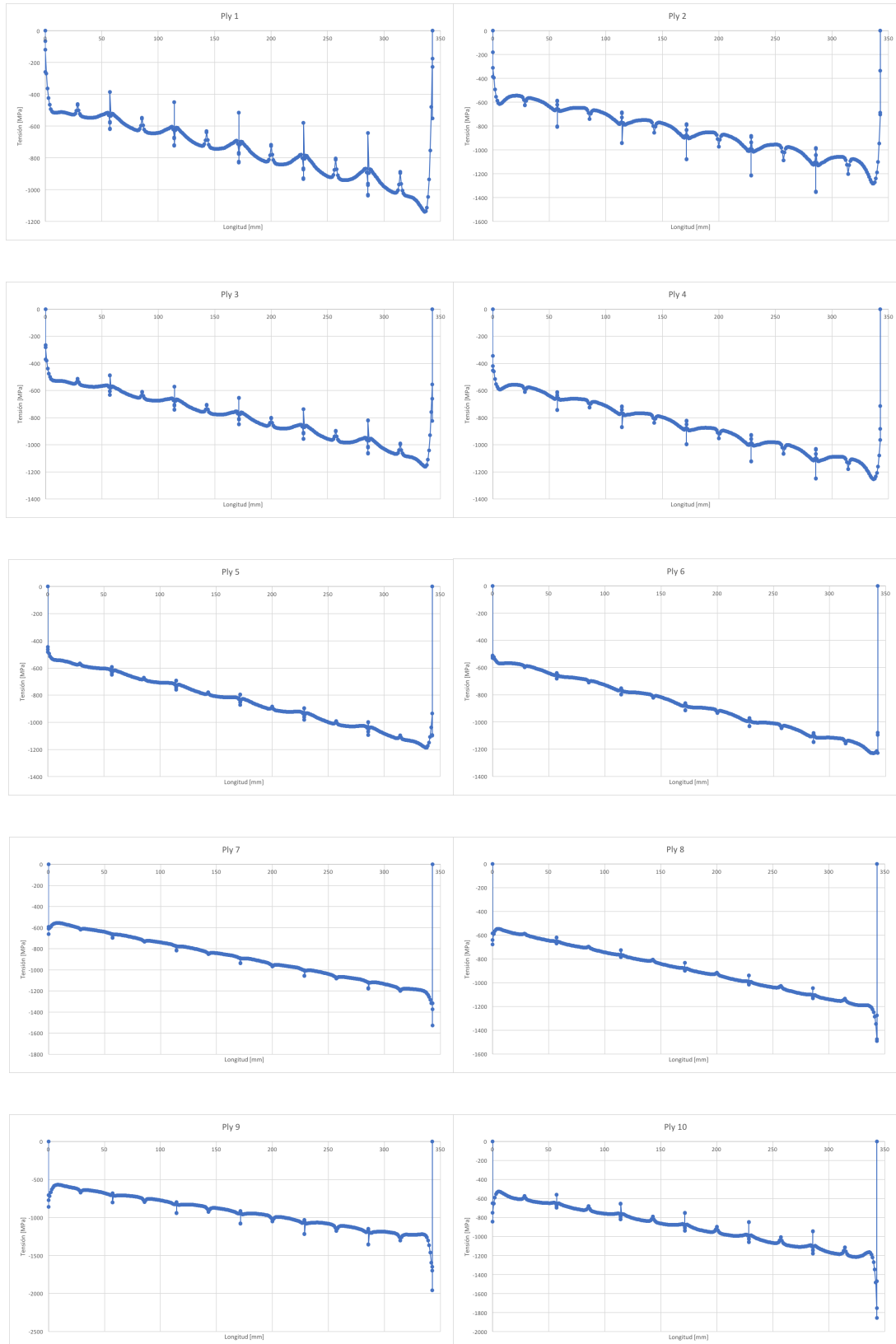
D. Gráficas de evolución de σ_{11} y σ_{22} en los estados de flexión y multi-carga



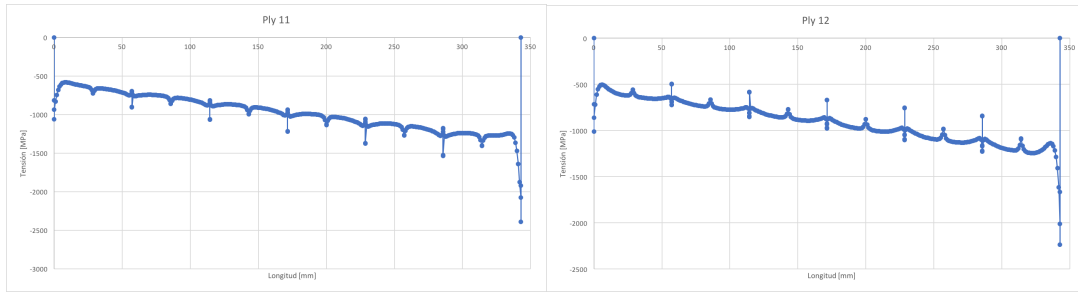
D.5. Evolución de σ_{11} en multi-carga (Modelo de Celdas)

σ_{11} : tensión normal en la dirección de las fibras

D. Gráficas de evolución de σ_{11} y σ_{22} en los estados de flexión y multi-carga

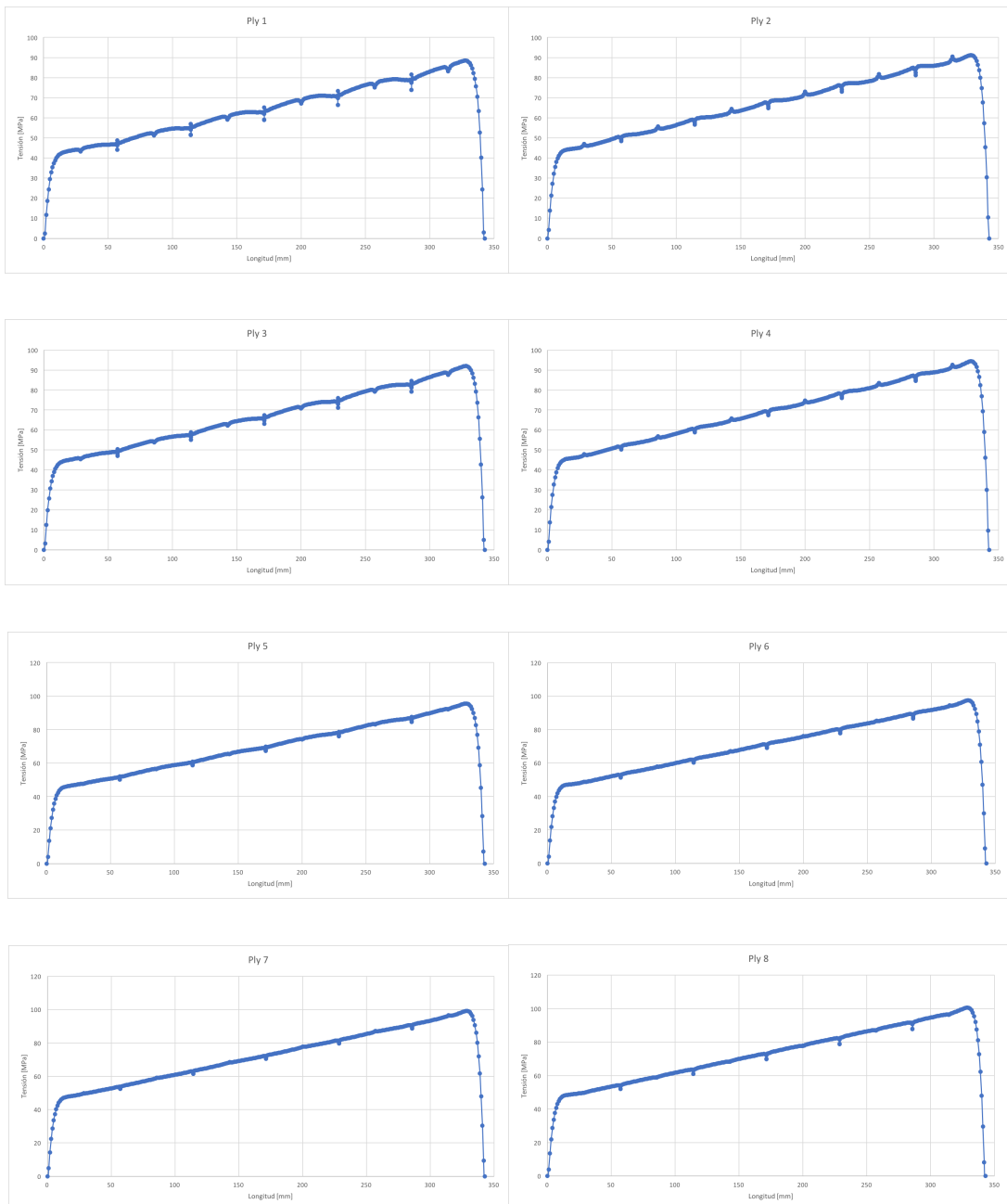


D. Gráficas de evolución de σ_{11} y σ_{22} en los estados de flexión y multi-carga

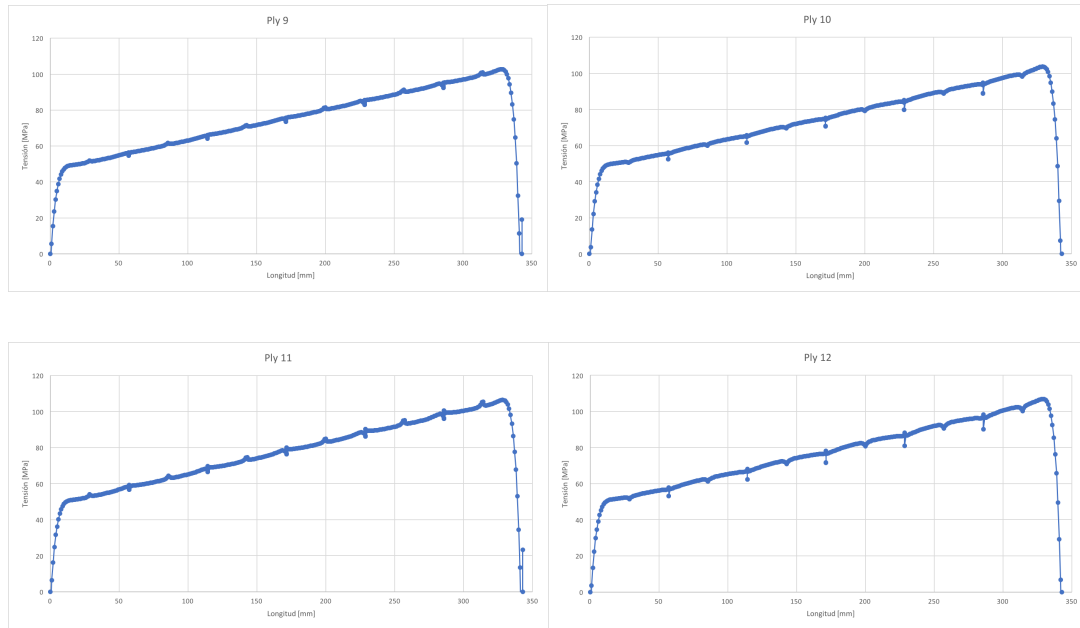


D.6. Evolución de σ_{22} en multi-carga (Modelo de Celdas)

σ_{22} : tensión normal en la dirección perpendicular a las fibras

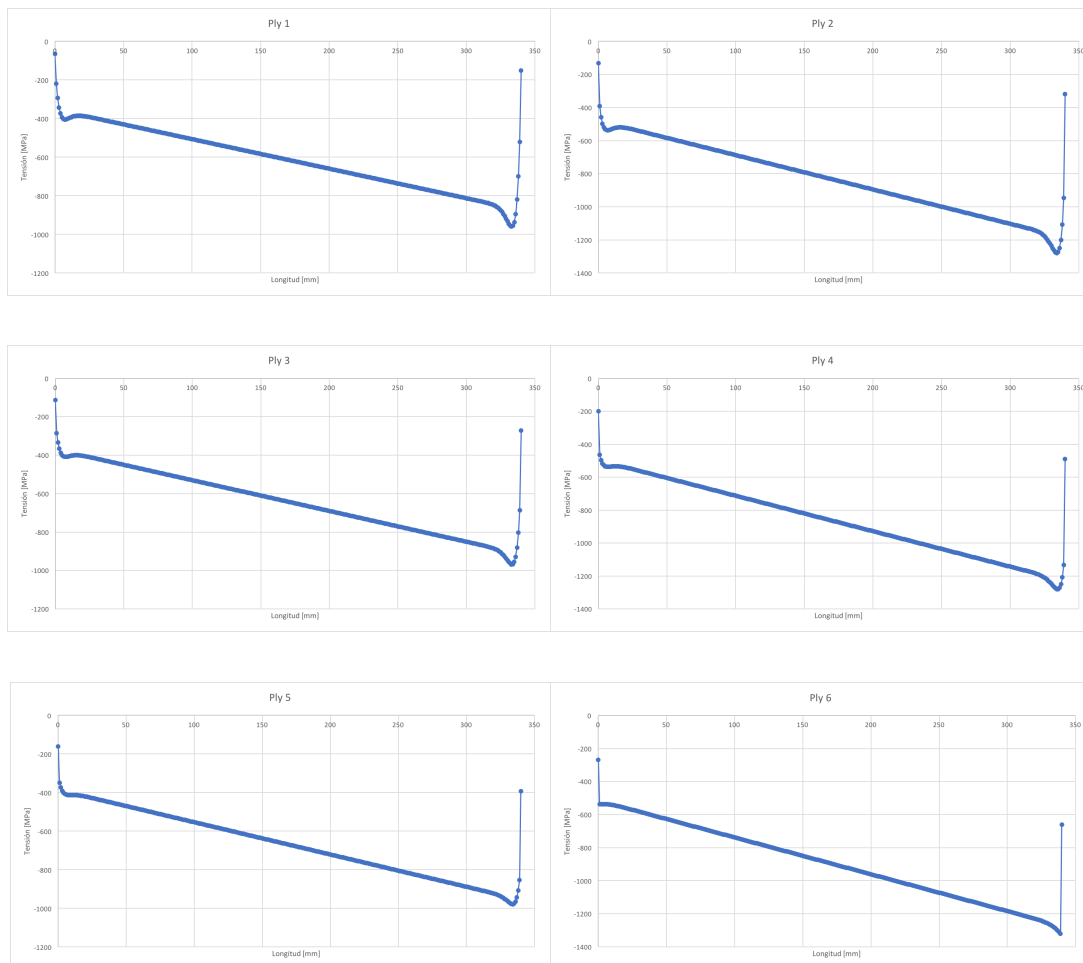


D. Gráficas de evolución de σ_{11} y σ_{22} en los estados de flexión y multi-carga

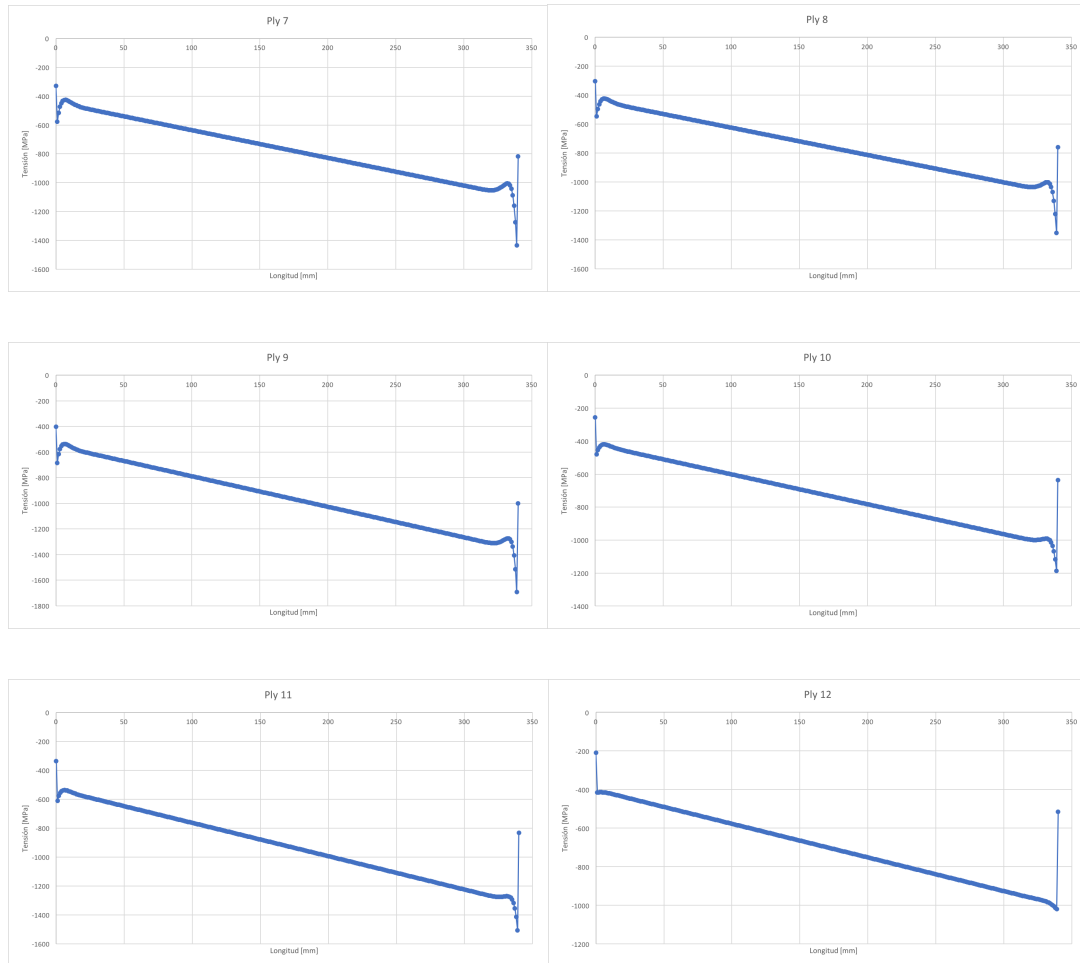


D.7. Evolución de σ_{11} en multi-carga (Modelo de Capas)

σ_{11} : tensión normal en la dirección de las fibras

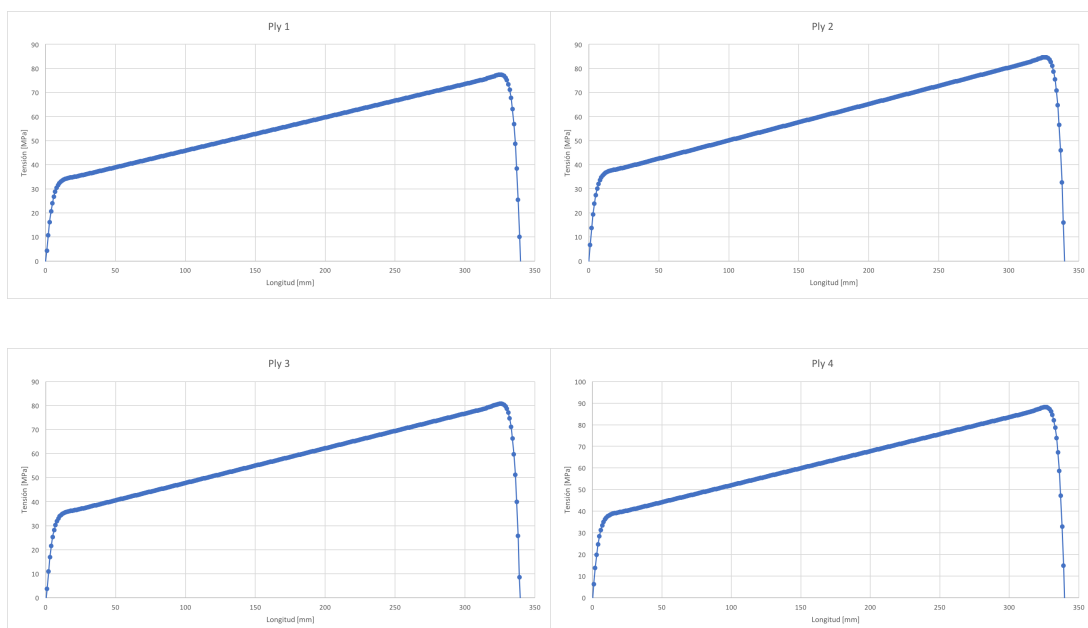


D. Gráficas de evolución de σ_{11} y σ_{22} en los estados de flexión y multi-carga

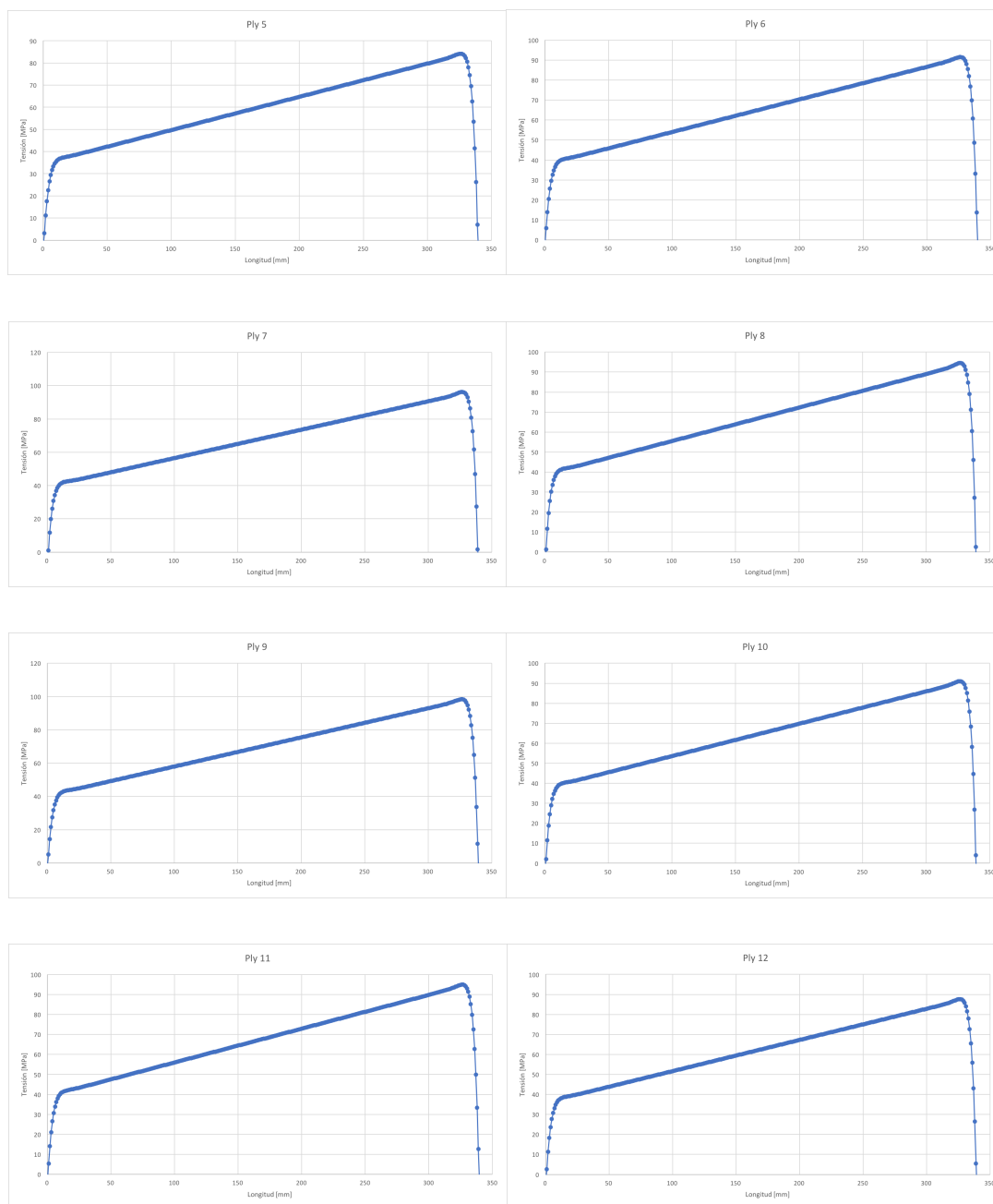


D.8. Evolución de σ_{22} en multi-carga (Modelo de Capas)

σ_{22} : tensión normal en la dirección perpendicular a las fibras



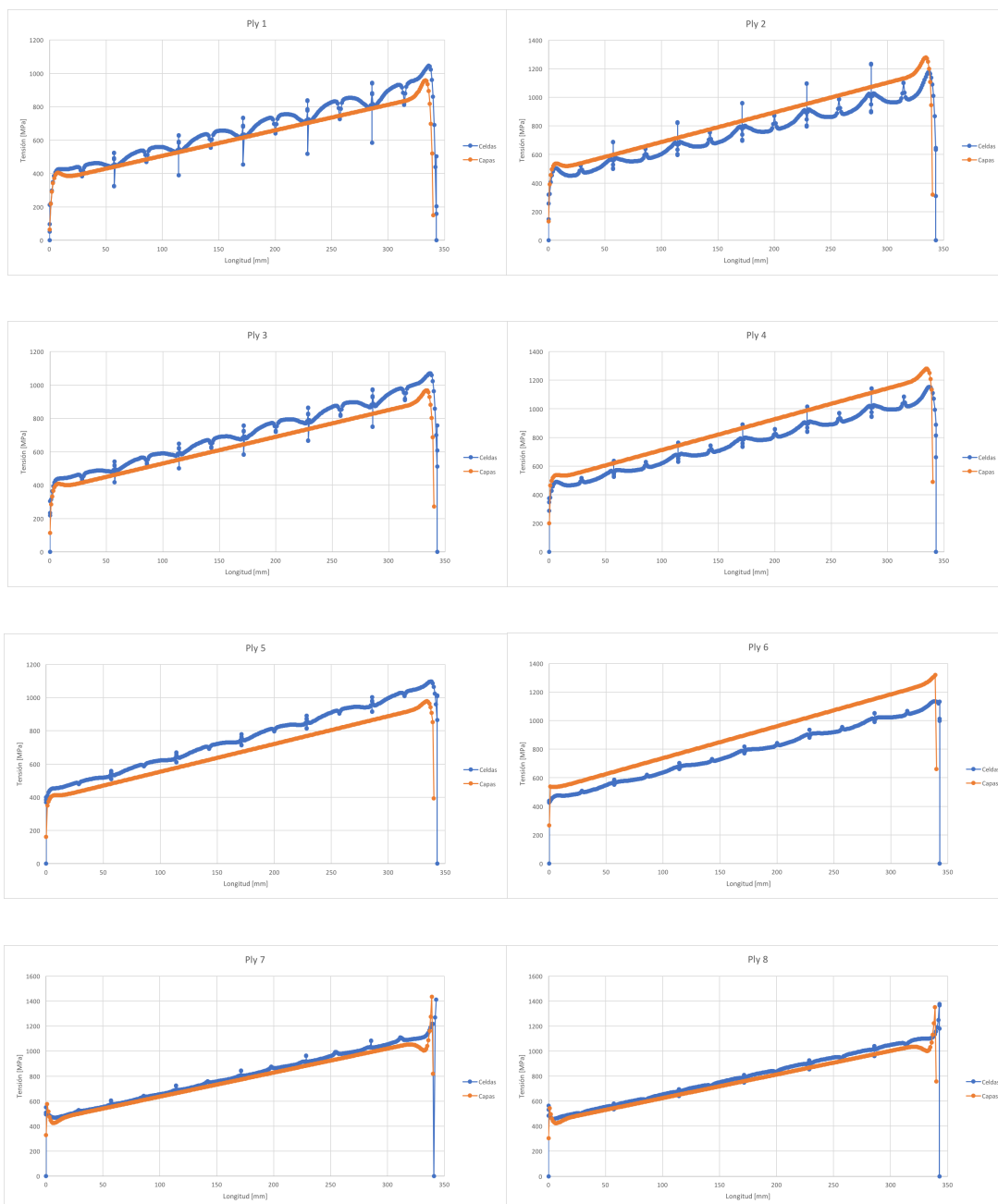
D. Gráficas de evolución de σ_{11} y σ_{22} en los estados de flexión y multi-carga



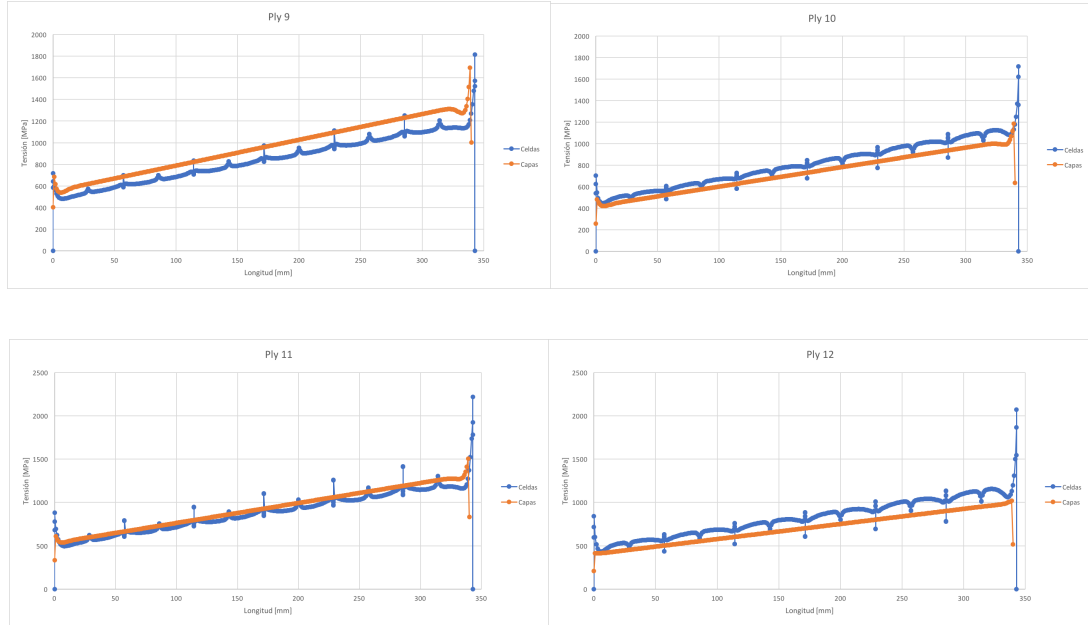
E. Gráficas de comparación de resultados modelos Celdas-Capas

E.1. Tensión normal σ_{11} en el caso de flexión

σ_{11} : tensión normal en la dirección de las fibras

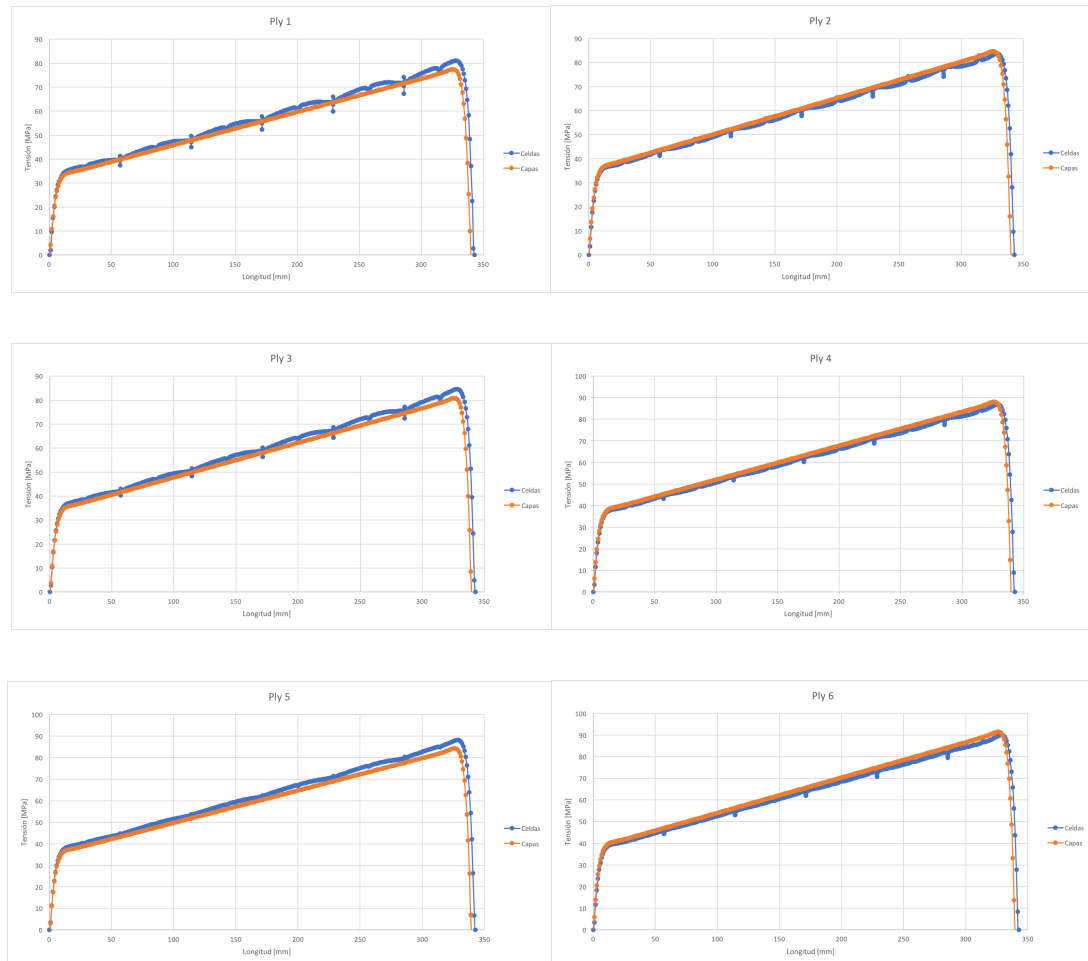


E. Gráficas de comparación de resultados modelos Celdas-Capas

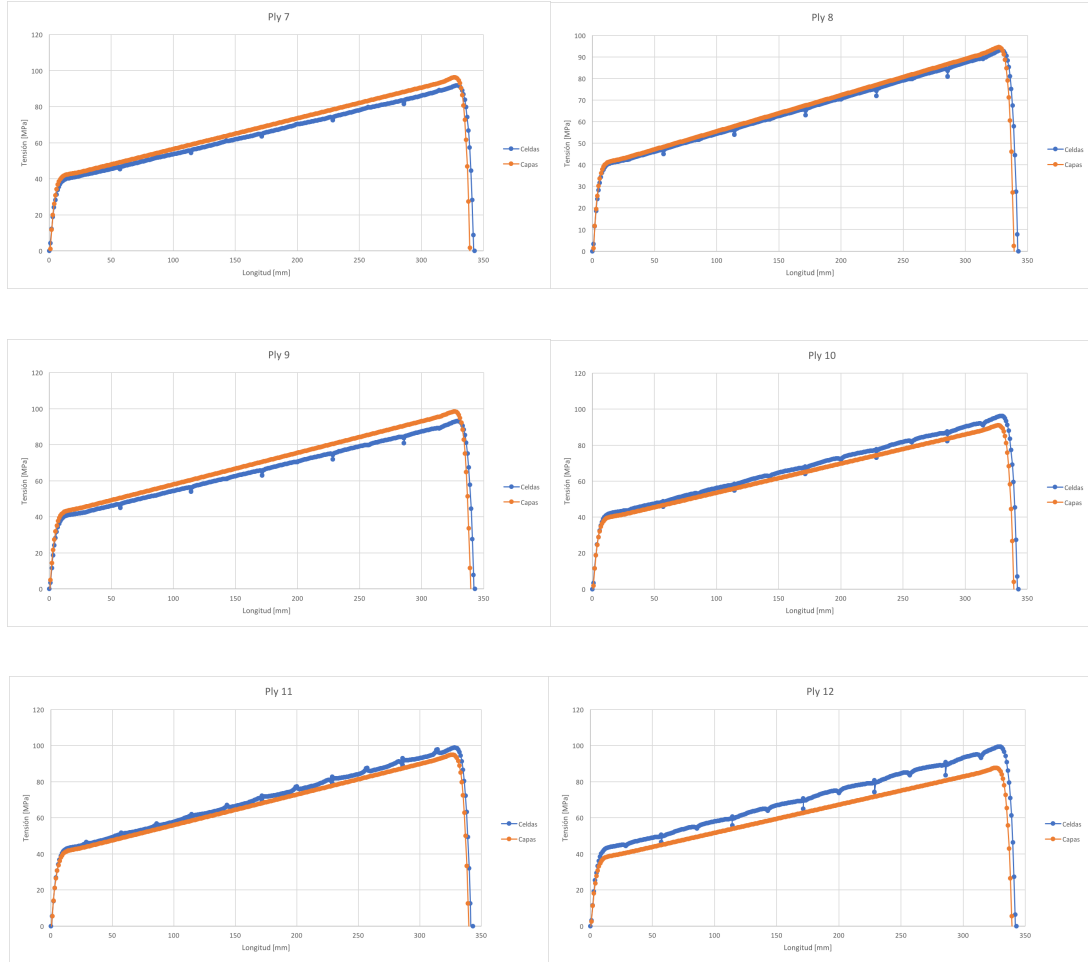


E.2. Tensión normal σ_{22} en el caso de flexión

σ_{22} : tensión normal en la dirección perpendicular a las fibras

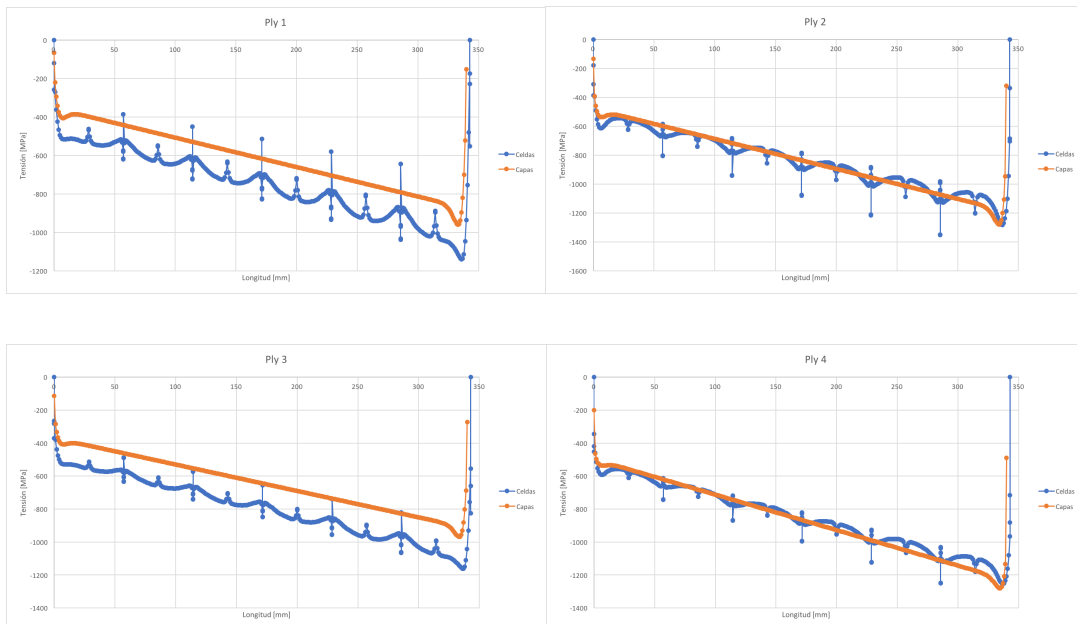


E. Gráficas de comparación de resultados modelos Celdas-Capas

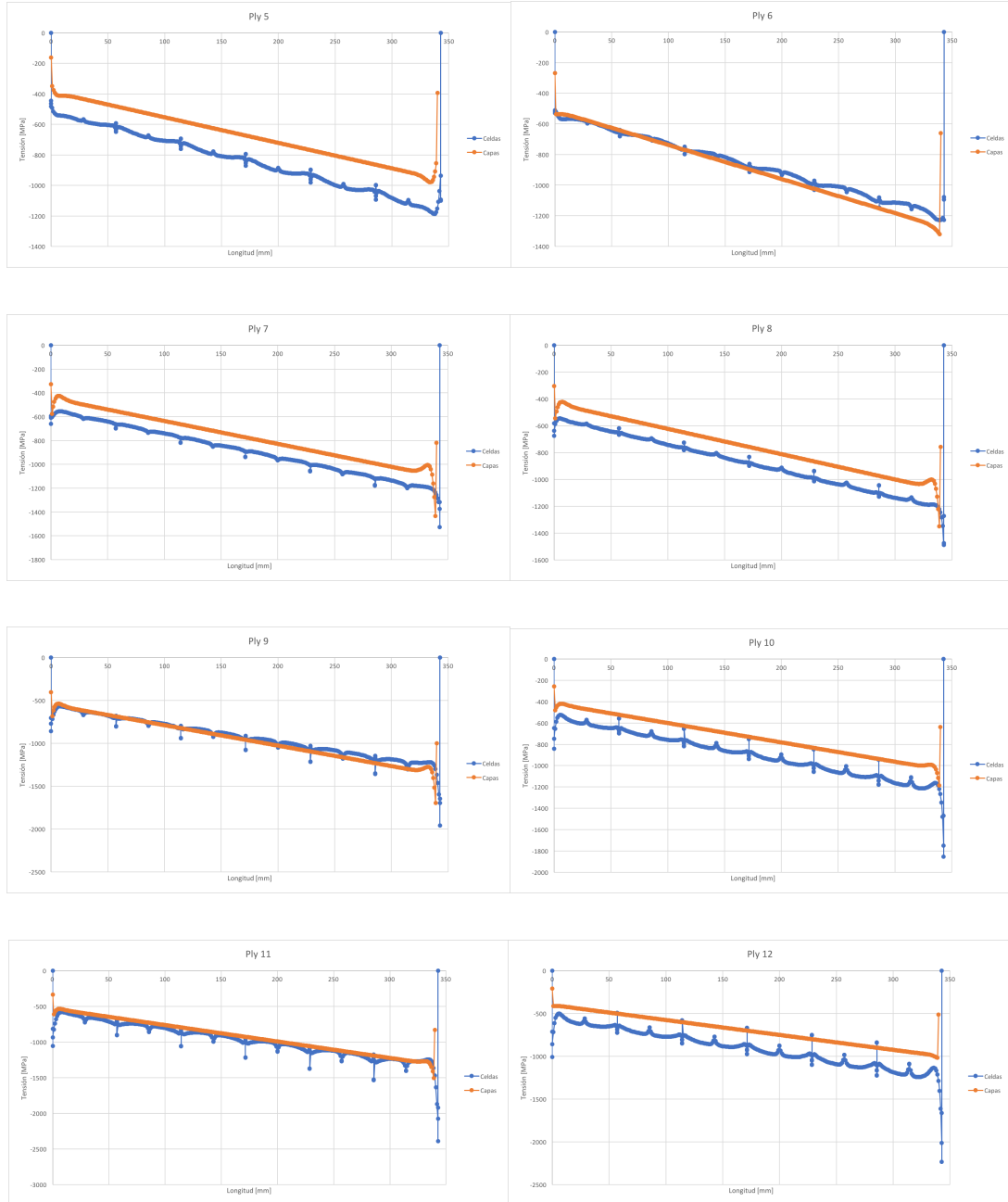


E.3. Tensión normal σ_{11} en el caso de multi-carga

σ_{11} : tensión normal en la dirección de las fibras

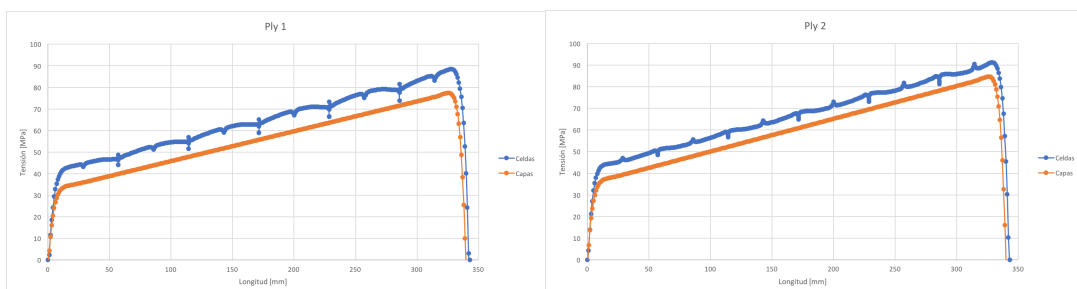


E. Gráficas de comparación de resultados modelos Celdas-Capas

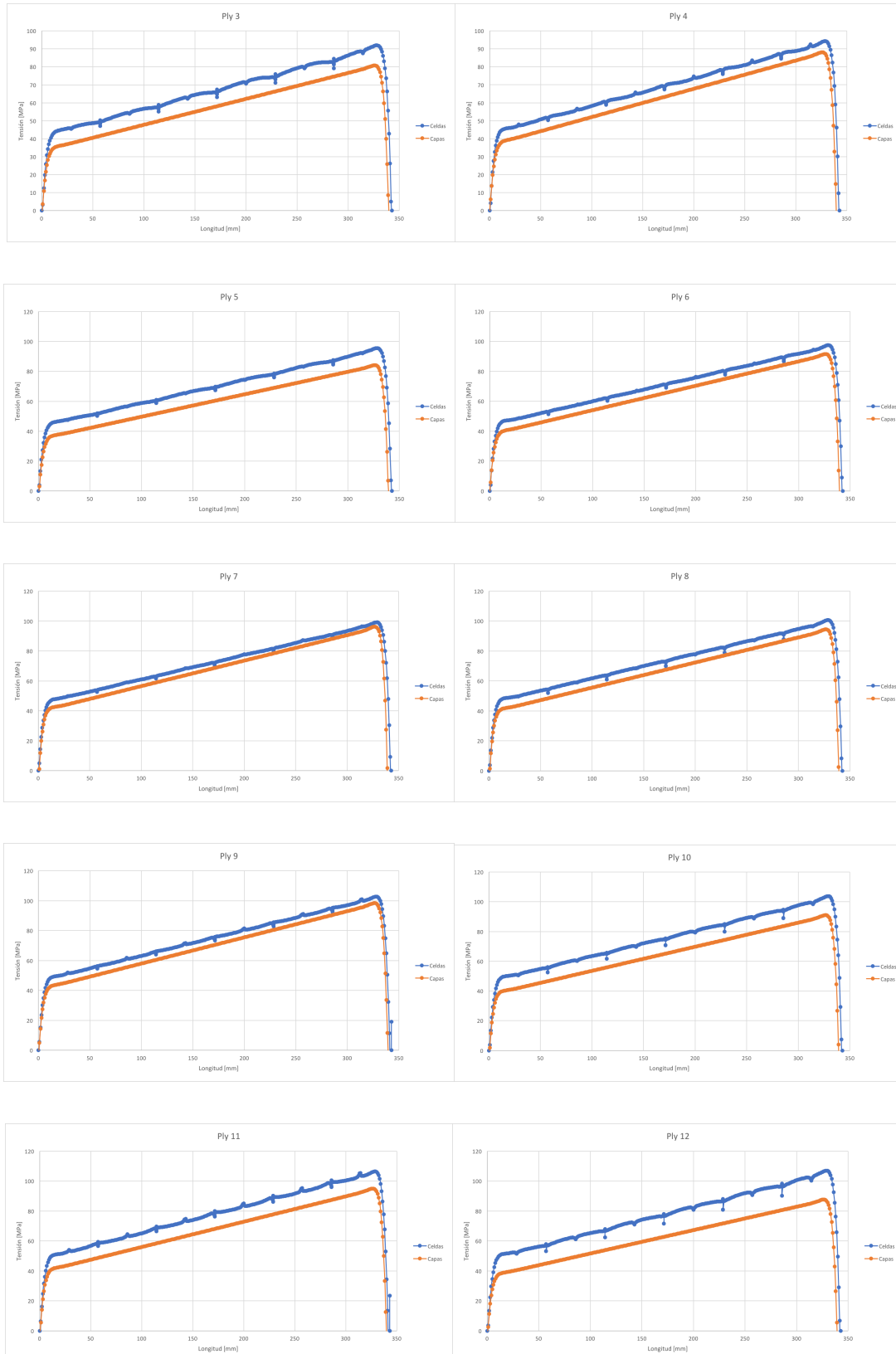


E.4. Tensión normal σ_{22} en el caso de multi-carga

σ_{22} : tensión normal en la dirección perpendicular a las fibras



E. Gráficas de comparación de resultados modelos Celdas-Capas



Bibliografía

- [1] <https://es.mathworks.com>.
- [2] <http://www.racesimonline.com/articulos/TraccionAgarreYTransferenciaDeMasas.php>.
- [3] <http://www.xwinder.com>.
- [4] Lane Thomas Borg, Robert L West, John B Ferris, Committee Member, and Matthew A Merkle. An Approach to Using Finite Element Models to Predict Suspension Member Loads in a Formula SAE Vehicle By An Approach to Using Finite Element Models to Predict Suspension Member Loads in a Formula SAE Vehicle. *Development*, 2009.
- [5] Dassault Systèmes Simulia. Abaqus CAE User’s Manual. *Abaqus 6.12*, 2012.
- [6] H Hernández-Moreno, B Douchin, F Collombet, D Choqueuse, and P Davies. Influence of winding pattern on the mechanical behavior of filament wound composite cylinders under external pressure. *Composites Science and Technology*, 68(3):1015–1024, 2008.
- [7] Hilario Hernandez Moreno, Francis Collombet, Bernard Douchin, and P Davies. Desarrollo de un modelo de elementos finitos para análisis del comportamiento mecánico de tubos de material compuesto . (52):1–14.
- [8] William F Milliken and Douglas L Milliken. *Race car vehicle dynamics*, volume 400. Society of Automotive Engineers Warrendale, 1995.
- [9] Federico París, J Cañas, J C Marín, and A Barroso. Introducción al análisis y diseño con materiales compuestos. *Universidad de Sevilla*, 2006.
- [10] Rafael Picón, José Cañas, Elena Graciani, Alberto Barroso, Elena Correa, Juan Carlos Marín, and Antonio Blázquez. *Elasticidad y Resistencia de Materiales*. Grupo de Elasticidad y Resistencia de Materiales de la Escuela Superior de Ingenieros de Sevilla, 2013.
- [11] Hossein Rahami. *MATRIX STRUCTURAL ANALYSIS (MSA)*. Engineering Science Department, College of Engineering, University of Tehran, 2010.
- [12] Orlando Ríos. *La suspensión automóviles de competición*. Ceac, 1993.
- [13] Pablo Luque Rodríguez, Daniel Álvarez Mántaras, and Carlos Vera. *Ingeniería del automóvil: sistemas y comportamiento dinámico*. Editorial Paraninfo, 2004.